

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 01-193065

(43)Date of publication of application : 03.08.1989

(51)Int.Cl.

F02D 45/00  
F02P 5/15

(21)Application number : 63-017420

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 29.01.1988

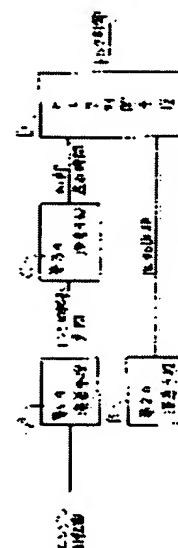
(72)Inventor : SHINYA YOSHIYUKI  
TAWARA YOSHITAKA

## (54) CONTROL DEVICE FOR ENGINE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To suppress vibration in a car on acceleration by performing an output torque control in such a way as to delay a time which is obtained by subtracting a control delay time calculated based on a variation in engine speed from a time of a one-fourth calculated car vibration cycle.

CONSTITUTION: A variation of an engine speed is intermittently calculated by a first calculating means A and, based on the calculated variation, a control delay time or controlling an engine torque is calculated by a third calculating means C. A torque control means D performs an output torque in such a way as to delay a time a which is obtained by subtracting a control delay time from a one-fourth car vibration cycle calculated by a second calculating means B so as to suppress the car vibration on acceleration. Thus, by shortening an mean time in calculating a variation in engine speed in a low speed range and using a control data delayed by a one cycle more to a torque control in the low speed range, it is possible to surely suppress the car vibration in the low speed range.



(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許出願公告番号

特公平6-27516

(24)(44)公告日 平成6年(1994)4月13日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	FI	技術表示箇所
F 0 2 D 45/00	3 3 0	7536-3G		
F 0 2 P 5/15	F			

請求項の数4(全 19 頁)

(21)出願番号	特願昭63-17420	(71)出願人	999999999 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号
(22)出願日	昭和63年(1988)1月29日	(72)発明者	進矢 義之 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
(65)公開番号	特開平1-193065	(72)発明者	田原 良隆 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
(43)公開日	平成1年(1989)8月3日	(74)代理人	弁理士 大塚 康徳 (外1名)
		審査官	宮崎 侑久
		(56)参考文献	特開 昭59-165865 (JP, A) 実開 昭61-3972 (JP, U) 実開 昭62-59741 (JP, U)

(54)【発明の名称】 エンジンの制御装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン回転数の変動値を間欠的に演算する第1の演算手段と、  
エンジン回転数変動の変動周期を演算する第2の演算手段と、  
上記間欠的に演算されたエンジン回転数変動に基づいてエンジントルクを制御するときの制御遅れ時間を演算する第3の演算手段と、  
加速状態を判定する加速判定手段と、  
加速判定時、演算された変動周期の1/4の時間から上記制御遅れ時間を差し引いた時間だけ遅延して、エンジンの出力トルク制御を行なうトルク制御手段とを具備することにより、加速時における車体振動を抑制することを特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項2】 さらに、エンジンの回転領域を検出する手

2

段を備え、

エンジンの低回転時に、前記第1の演算手段は、エンジン回転数の変動値の演算周期を短くすることを特徴とする請求項の第1項に記載のエンジンの制御装置。

【請求項3】 更に、エンジンの回転領域を検出する手段を備え、

エンジンの低回転時に、前記トルク制御手段は、上記変動周期の5/4の時間から上記制御遅れ時間を差し引いた時間だけ遅延して、エンジンの出力トルク制御を行う事の特徴とする請求項1項に記載のエンジン制御装置。

【請求項4】 エンジン回転数の変動値を間欠的に演算する第1の演算手段と、  
エンジン回転数変動の変動周期を演算する第2の演算手段と、  
上記間欠的に演算されたエンジン回転数変動に基づいて

10

エンジントルクを制御するときの制御遅れ時間を演算する第3の演算手段と、  
加速状態を判定する加速判定手段と、  
加速判定時、演算された変動周期に基づき、加速時の車体の前後振動を抑制するための理論上のトルク制御時期から上記遅れ時間を差し引いた時間だけ遅延して、エンジンの出力トルク制御を行うトルク制御手段とを具備することにより、加速時における車体振動を抑制することを特徴とするエンジンの制御装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### (産業上の利用分野)

本発明はエンジンの制御装置に関し、特に、車体振動の低減を目指したエンジンの制御装置に関する。

##### (従来の技術)

従来、例えば流体継手等を経由せずに動力を伝達している車両において、比較的急なアクセル操作を行なうと、車両はガクガクとした車体の前後振動を起こした。これはエンジンのトルク変化が起震源となり、それが駆動系の共振により増大したものである。これに対し、エンジンのトルク変化を制限したり、駆動系の剛性を適正化する対策が取られているが、十分とは言えない。

また、最近積極的にエンジンのトルクを変化させ、振動を素早く収束させる案が出ている（特開昭58-48738号等）。この特開昭58-48738号は、エンジン回転数変化を検出して、この回転数変化に対してエンジントルクを逆特性するようにするというものである。具体的には、エンジン回転数センサの出力を、駆動系の振り振動周波数成分を抽出するローパスフィルタに通して、それにより回転変動を検出する。その値が閾値を超える場合に、その回転変動に応じた点火進角の制御を行なうというものである。

また、この特開昭58-48738号を更に一歩進め、同じように積極的にエンジンのトルクを変化させようとしている提案技術もある。即ち、車体振動を素早く減衰させるための理想的なエンジントルクの制御は、車体前後加速度が正のときエンジントルクを低下させ、負のときにエンジントルクを増加させればよい。そこで、エンジン回転数変化を用いて車体振動を減衰させる場合は、理論上、エンジン回転数変化の値を駆動系共振周期に対し1/4周期だけ位相を遅らせて、エンジントルクを変化させればよいことになる。

##### (発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、本件の発明者達は、上記技術が、理想的なエンジンモデルに依拠したために、現実には種々の制御遅れ時間により、実際のトルク制御開始点が、理論上の遅れである1/4周期では行なわれないという問題を見出した。

上記制御遅れ時間とは例えば次のような点に起因する。現実エンジン制御に用いられている制御回路（主に、デジタルマイクロコンピュータが使われる）は、外部デ

ータとして、時間的に離散的なもののしか得られない。例えば、エンジン回転数等は、クランクシャフトに設けられたセンサからのパルス信号の周期から演算されるわけであるが、この演算結果自身が時間的な遅れ要素を内包するものであり、時事刻々（リアルタイム）のエンジン回転数ではない。また通常、回転数センサ出力にはノイズがつきものであり、その誤差成分をキャンセルするために、上記求められたエンジン回転数を数回転に渡って平均し、この平均値をもつて、その時点でのエンジン回転数としている。しかし、この平均値が、実際にはデジタルコンピュータの時分割制御の故に、時間的に遅れたものとなるということは明らかである。

従つて、上記従来技術等のように、エンジン回転数変動に依拠して、このエンジン回転数に対して1/4周期遅らせてエンジントルクを変化させようとしても、この依拠するエンジン回転数自身が時間的に過去のデータであり、そのために、制御的には間違つたデータに基づいてトルク制御を行なう結果になり、上述したエンジン振動が何等低減されないという事態を招いたのである。

さらに言うならば、上記制御遅れ時間は、制御用のマイクロコンピュータがエンジン回転数に同期してエンジン制御を行なうという点に鑑みると、エンジン回転数に応じて変動することになる。従つて、上記従来技術等のようなエンジン回転数を考慮せずに、エンジン回転数変動に対して一律に1/4周期だけ遅らしたのであれば、エンジン回転数のある領域では、この1/4周期分の遅延時間よりも上記制御遅れ時間が大きくなり、振動抑制が不十分、若しくは却つて振動を助長するという事に帰結する。

そこで本発明の目的とするところは、エンジン回転数変動に基づいて車体振動を抑制するエンジンの制御装置であつて、例えば上述したような演算遅れ時間等のような制御遅れ時間を加味することにより、従来では実際に不可能であつたエンジン振動の確実な抑制を可能とするものである。

そして、さらに、制御遅れ時間が大となる低回転時においても、正確確実な振動抑制が図れるエンジンの制御装置を提案するものである。

##### (問題点を解決するための手段)

上述した問題点を解決するための本発明の構成は、加速時における車体振動を抑制するために、第1図に示すように、エンジン回転数の変動値を間欠的に演算する第1の演算手段と、エンジン回転数変動の変動周期を演算する第2の演算手段と、上記間欠的に演算されたエンジン回転数変動に基づいてエンジントルクを制御するときの制御遅れ時間を演算する第3の演算手段と、加速状態を判定する加速判定手段と、加速判定時、演算された変動周期の1/4の時間から上記制御遅れ時間を差し引いた時間だけ遅延して、エンジンの出力トルク制御を行なうトルク制御手段とを具備することを特徴とする。

また、他の構成による本発明のエンジンの制御装置は、エンジン回転数の変動値を間欠的に演算する第1の演算手段と、エンジン回転数変動の変動周期を演算する第2の演算手段と、上記間欠的に演算されたエンジン回転数変動に基づいてエンジントルクを制御するときの制御遅れ時間を演算する第3の演算手段と、加速状態を判定する加速判定手段と、加速判定時、演算された変動周期に基づき、加速時の車体の前後振動を抑制するための理論上のトルク制御時期から上記遅れ時間を差し引いた時間だけ遅延して、エンジンの出力トルク制御を行なうトルク制御手段とを具備することを特徴とする。

#### 〈実施例〉

以下添付図面を参照して、本発明の実施例を説明する。この実施例は、エンジン回転数変動とその平均値との差の値をトルク制御のための制御量とし、そしてこの制御量を(振動周期/4-制御遅れ時間)だけずらして、トルク制御を行なおうというものである。また、この実施例には2つの変形例があり、両変形例とも、本実施例ではエンジン回転数の低回転域でトルク制御できなくなる場合が発生するのに鑑みて、このようなトルク制御できなくなる場合を極力少なくするために、制御に特別な工夫を凝らしている。

#### 〈エンジン振動抑制システム〉

第4図～第6図を用いて、本実施例に係る実施例の各々を適用したエンジン振動抑制システムの全体構成について説明する。

第4図は4気筒の燃料噴射式エンジンの全体図である。本実施例に特に関連する部分はエアフローメータ1、スロットル弁2、インジェクタ5、冷却水温を検知する温度センサ8、点火プラグ9、点火コイル10、デイス

トリビュタ11、イグナイタ18、吸気管内圧Bを検出するためのブースト圧センサ19、エンジン全体の制御を行なうエンジンコントローラ(ECU)20、そしてスロットル弁2の開弁(TVO)を検知する開度センサ22、アクセル開度を検知する開度センサ23、変速機(不図示)のギア位置GPを検知するポジションセンサ24等である。

吸入された空気は、エアフローメータ1により吸気量Qを測定される。この吸入空気はスロットル弁2により、その量を調整されながら、サージタンク3を経て、エンジン本体6の燃焼室に導かれる。ガソリンはインジェクタ5から噴射される。この噴射時間はECU20から出力されるパルス信号 $\tau$ によつて規定される。燃焼した混合気は排気マニホールド、触媒コンバータ17を経て大気中に放出される。

デイス

尚、イグナイタ18は周知のものと同じもので、点火時期信号 $I_e$ の立ち上がり時に、一次電流をカットして、カット後の一定時間後に通電を再開するものである。

第5図はECU20の内部構成と、それと種々のセンサ等との接続を示す図である。同図において、クランク角信号 $C_k$ は波形整形回路30を経て、CPU34の割込み端子に入力される。この信号 $C_k$ はTDCの45度前の回転角信号であり、BTDC45度で表わされ、CPU34に入力されると、割込みルーチンが呼び出されて、例えばエンジン回転数の演算等が行なわれる。シリンダセンサ13からの信号 $C_r$ は、デジタルバッファ31、入力ポート32を経て、CPU34に入力されて、気筒判別

に使用される。アナログ信号であるブースト圧B、吸気量Q等はアナログバッファ33を経て、A/D変換器46によりデジタル値に変換され、この変換されたデジタル値はCPU34に入力される。36～40はプログラム可能なタイマ(PTM)であり、それらにセットされるデータは上から順に夫々、点火時期 $I_e$ 、4つのシリンダの為の4つの燃料噴射パルス $\tau_1 \sim \tau_4$ である。これらのPTMのクロック信号は自由にカウントするカウンタ(FRC)41から供給される。

ROM43は後述のフローチャートの如き制御手順のプログラム等を格納する。RAM42は制御に必要な中間データを一時的に保存するために用いられる。

第6図はECU20で行なわれるエンジン制御の機能ブロック図である。インジェクタ5からの燃料噴射量 $\tau$ を演算するブロックであるEGIセクションは周知のものである。点火時期を制御するESAセクションが車体振動抑制のためのトルク制御を行なう中心部分である。

#### 〈トルク制御の原理〉

##### 実施例の概要

本実施例におけるトルク制御の概要を第2図、第3図、第7図を用いて説明する。第2図は、アクセルが踏まれて、スロットル弁2が開いた(TVOはスロットル開度)ときの、エンジン回転数Nの変化をマクロ的に示したものであり、第3図はエンジン回転数N等をミクロ的に表わしたものである。

車体振動(加速度Gで表わされる)の周期は、例えば変速比等といった駆動系の状態が変化しない限りは、第3図(b)に示すように大体変動はない。即ち、振動の振幅に変化はあるものの、振動周期には、車種によつて、また振動の経過時間等によつては変化はない。また、車体振動が発生すると、駆動系に振りが発生し、それは回転Nの変動に表われる。これらのことは、換言すれば、車体振動は、間接的にはエンジン回転数Nの変動 $\Delta N$ (第3図の(e))としてとらえられることを意味する。即ち、車体振動は周期変動であるから、回転数変動 $\Delta N$ は、振幅、位相差は別にして車体振動と同じ周期をもつ(第3図(e))。従つて、 $\Delta N$ は振動抑制には最

も適当な情報であり、そこで、これを適当に情報処理して、点火時期 $I_e$ の進角/遅角量 $\Delta I_e$ に変換して、振動抑制のためのトルク制御を行なう。

エンジンのトルク変更制御の特性は、車体振動周期の逆位相で行なうようにするとよい。この場合、トルク変更制御の特性を、振動周期に対して完全に逆位相（即ち、振動周期に対して180度のズレ）であるとするよりも、振動加速度 $G$ が漸増する位相にあるときは、トルクを漸減するように制御し、振動加速度 $G$ が漸減するときは、出力トルクを漸増するように制御する方が効果的に振動を抑制できる（第3図（f））。即ち、上述の振動加速度が漸増する位相にあるときはトルクを漸減するように制御し、振動加速度が漸減するときは出力トルクを漸増するように制御するためには、エンジン回転数変動 $\Delta N$ の特性を1/4周期遅らした量（第3図（e））を利用すると、位相的には好都合である。

即ち、トルク制御の周期は、 $\Delta N$ の周期 $T_{360}$ （＝振動周期）に一致し、位相差については回転数変動 $\Delta N$ に対して、

$$T_{90} = \text{位相差} = \text{振動周期} / 4 \cdots \cdots (1)$$

であるような位相差 $T_{90}$ をもたせるとよい。ところで、加速時は基本的にエンジン回転数は上昇方向にあるため、その変化分のみを検出する必要がある。そこで、トルク制御を精度良く行なうためには、エンジン回転数変動 $\Delta N$ から、直流成分 $\Delta \bar{K}$ を差し引くようにする。即ち、振動加速度が漸増する位相にあるときはトルクを漸

$$m = \frac{\text{振動周期}}{4}$$

とする。ここで、

制御遅れ時間＝実の回転数変動と、

演算された（検出された）、

$$\Delta \bar{N} \text{ との位相差}$$

である。この「制御遅れ時間」は、後述するように、例えばエンジン回転数演算等がTDC（TOP DEAD CENTER）毎に行なわれる等のために不可避に発生するものである。換言すると、1/4振動周期に等しい $T_{90}$ は、ギアが決まれば一定値となるが、上記「制御遅れ時間」は、エンジン回転数の検出遅れ及び点火してからエンジントルクが変化するまでの遅れを含んでいる。即ち、エンジン回転数変動 $\Delta N$ を検出しても、その検出された（演算された） $\Delta N$ は現に起きている車体振動 $G$ に起因するエンジン回転数変動から遅れているのであるから、この演算された $\Delta N$ は「制御遅れ時間」だけ進んだ実際の回転数変動 $\Delta N$ に対応する。であるからして、「振動周期/4」から「制御遅れ時間」を差し引いて、トルク制御の位相を「振動周期/4」よりも「制御遅れ時間」だけ進める必要があるのである。

さて、この「制御遅れ時間」を具体的に求めてみる。トルク制御のためには、エンジン回転数 $N$ の計算、 $\Delta N$ の

\* 減するように制御し、振動加速度が漸減するときは出力トルクを漸増するように制御するために、

$$(\Delta N - \Delta \bar{K})$$

の特性を1/4周期遅らした量を利用する。

本実施例では、トルク制御を点火時期制御により実現しているので、上記位相制御を実現するために、エンジンの毎回の制御サイクル毎に、点火時期補正量、

$$\Delta I_{e\Delta} \nabla = K_e \times (\Delta N_e - \Delta \bar{K})$$

を計算して、インデックスしてメモリに記憶しておく。即ち、このようにして求めた $\Delta I_e$ を過去 $n$ 回に渡つて、

$$\Delta I_{e\Delta} \nabla (1),$$

$$\Delta I_{e\Delta} \nabla (2),$$

:

:

$$\Delta I_{e\Delta} \nabla (n)$$

とメモリに記憶する。そして、ある時点での振動を抑えるのに必要な点火時期補正量 $\Delta I_e(m)$ は、

$$\Delta I_e(m) = K_e \times (\Delta N_e - \Delta \bar{K}) \cdots \cdots (2)$$

として、 $m$ を過去の制御サイクルで求めた $\Delta I_e$ を得るためのインデックス番号とするのである。

以上が、トルク制御の基本的な手法であるが、この実施例では、更に制御を精度を良くするために、以下のような「制御遅れ時間」なる概念を導入し、この「制御遅れ時間」の分だけ位相的に進めた（戻した）トルク制御を行なうようにするものである。即ち、上記 $m$ を、

## 制御遅れ時間

30 計算、 $\Delta \bar{K}$ の計算が必要である。TDC周期毎にエンジン回転数 $N$ を計算するのであれば、エンジン回転数 $N$ の計算による「制御遅れ時間」は、

$$0.5 \text{ TDC}$$

である。同じ理由から、回転数変動 $\Delta N$ の計算による「制御遅れ時間」は、

$$0.5 \text{ TDC}$$

となる。また、回転数変動平均値 $\Delta \bar{K}$ のための平均化が、例えば2回転（即ち、4TDC）の移動平均とすると、この平均値演算による「制御遅れ時間」は、

$$1.5 \text{ TDC}$$

である。一般に、4気筒の場合は、 $n$ 回転移動平均をとるときの「制御遅れ時間」は、

$$\{0.5 + (n-1)\} \text{ TDC}$$

である。また、点火から実際のトルク発生に至るまでの「遅れ」は、

$$0.5 \text{ TDC}$$

である。この「遅れ」は爆発燃焼速度に依存している。

以上の遅れ時間をまとめると、演算⇨点火⇨トルク発生に至るまでの総「制御遅れ時間」は、

$$3.0 \text{ TDC}$$

9

10

となる。前述のトルク制御のために点火時期を進退すると、4気筒エンジンにあつては2回転で1回エン\*

\* ジン点火があるから、エンジンの一回転当りの「制御遅れ時間」 $T_{CR}$ は、

$$T_{CR} = \frac{3.0}{2} = 1.5 TDC$$

$$= 1.5 \times \frac{60000}{\text{エンジン回転数 } N} \text{ ms}$$

..... (3)

である。

この実施例では、過去に求めて記憶しておいた $\Delta I \blacktriangle \blacktriangledown$ のなかから、遅延時間 $T_k$

$$T_k = T_{90} - T_{CR} \text{ (ms)} \dots\dots (4)$$

だけ過去のもを取出して使うようにする。ところで、※

$$m = \frac{T_{90} - T_{CR}}{5} \text{ 回} \dots\dots (5)$$

※デジタルコンピュータを使用した一般的なエンジン制御では、一定時間間隔毎に上記制御量の記憶を行なっているから、この時間間隔を例えば後述の実施例のように5msとすれば、前述のインデックスmは、

となる。

前に記憶した $\Delta I \blacktriangle \blacktriangledown$ を用いるようにする。

第9図は、各ギア位置(GP)における振動の共振周波数と、上記位相差 $T_{90}/5$ 等をテーブルとして示したものである。

さて、点火周期はエンジン回転数が低い程長くなるか★

$$T_{90} < 1.5 \times \frac{60000}{N} \dots\dots (6)$$

となるエンジン回転数領域では、上記この実施例の制御が不可能となる。何故なら、遅延時間 $T_k$ が負となることは、未来の制御量( $\Delta K - \Delta N$ )に基づいて、現在のトルク制御を行なうことを意味するからである。即ち、 $T_k < 0$

となるエンジン回転数領域では、トルク制御を行なつても、実際にトルク変化が起こらないか、または、却つて車体振動が増大する等の現象が発生する。従つて、この☆

$$1.5 \times \frac{60000}{N_{MIN1}} = \frac{\text{振動周期}}{2}$$

..... (8)

であるようなエンジン回転数 $N_{MIN1}$ を『制御可能最低エンジン回転数(基本)』と呼ぶことにする。この $N_{MIN1}$ ◆

◆は、第9図に示すように、ギア位置によつて変わる。また、遅延値 $T_k$ が“0”となる、即ち、

$$T_{90} = 1.5 \times \frac{60000}{N_{MIN2}}$$

..... (9)

であるようなエンジン回転数 $N_{MIN2}$ を『適正制御可能最低エンジン回転数』と呼ぶことにする。この $N_{MIN2}$ まで

の領域までは、上記実施例の制御が適正に作動するからである。 $N_{MIN2}$ も第9図に示すように、ギア位置によつ

て変わる。

かくして、本実施例の制御のみでは、現在のエンジン回転数 $N$ が適正制御可能最低エンジン回転数 $N_{MIN2}$ 以下のときは、何等かの措置を講じる必要がでてくる。特に、この適正制御可能最低エンジン回転数 $N_{MIN2}$ はよく使われる回転域であるからである。換言すれば第10図に示した[I]の領域( $N_{MIN2}$ 以上の領域)では、適切に振動抑制制御が可能となるのである。

#### 変形例の概要

このために以下、低回転運転領域のための変形例を2つ示す。

(5)式から、 $T_{CR}$ が大きくなつても $T_R$ が正であるためには、 $T_{CR}$ が大きくなる回転域では $T_{CR}$ を小さくするか、逆に、 $T_{90}$ を大きくすればよい。前者の制御が第1変形例であり、後者が第2変形例である。尚、第2変形例で、ギア位置が固定である限り $T_{90}$ は固定であるから、 $T_{90}$ の代りに、 $T_{90}$ から更に一周遅らしたところの、

$$T_{450} = T_{360} + T_{90}$$

を使用する。

#### 〈実施例制御の詳細〉

##### 基本実施例

第8A図～第8D図に従つてこの実施例の制御の詳細説明を行なう。ここで、第8A図はPTM47により5ms毎に割り込み起動されるESAセクションのメインルーチンである。第8B図はメインルーチン中の点火時期補正量 $\Delta I_e$ 計算(ステップS220)の詳細を表わし\*

$$\Delta N = \frac{\Delta N^*(0) + \Delta N^*(1) + \Delta N^*(2) + \Delta N^*(3)}{4}$$

に従つて求める。この計算で、1.5TDCだけ制御遅れ時間が発生する。ステップS272では、次回の $\Delta K_e$ の演算のために、 $\Delta N^*(1) \sim \Delta N^*(3)$ を更新しておく。

第8A図に従つて、5ms毎に起動されるメインルーチンの説明を行なう。このメインルーチンは、通常点火時期 $I_{e0}$ 及び加速時の振動抑制を行なうための点火時期補正量 $\Delta I_e$ を計算し、最終点火時期 $I_e$

$$I_e = I_{e0} + \Delta I_e$$

を計算する。この $I_e$ は、PTM36に対しパルス幅として演算出力される。さて、ステップS200で、通常の条件に従つて、通常点火時期 $I_{e0}$ の計算を行なう。この通常の条件とは、例えば、ガソリンオクタン価、ノッキング発生量等である。ステップS202では、スロットル開度 $TVO$ 、エンジン水温 $T_e$ 、ギア位置 $GP$ 等を読み込む。ステップS204で上記 $N_{MIN1}$ を読み込む。ステップS206で、エンジン回転数 $N$ とこの $N_{MIN1}$ とを比較して、ハンチングが発生する領域であるか否かを判断する。ハンチング領域では、ステップS234に進んで、トルク制御を停止する。ステップS208では、

\*たものである。第8C図はクランク角信号 $C_A$ (=TDC前45度)の割り込みにより起動されるところのエンジン回転数並びにエンジン回転数変動 $\Delta N$ の計算のためのルーチンである。また、第8D図はイグナイタ18への点火パルスを制御するためのPTM36により起動されるOCI(=OUTPUT COMPARE INTERRUPT)ルーチンである。

まず、第8C図のクランク角信号割り込みルーチンから説明する。TDCの前の45度にクランクが回転すると、ステップS260に進み、FRC41から現在時刻 $t_1$ を読み込む。ステップS262では、前回の割り込み時に計算しておいたその割り込み時刻 $t_0$ とから、TDC周期 $t_{TC}$ (クランク反回転に要する時間)を、

$$t_{TC} = t_1 - t_0$$

に従つて演算する。ステップS264で、次回の割り込みのために $t_1$ の値を $t_0$ にセーブしておき、ステップS266で、エンジン回転数 $N$

$$N = \frac{30}{t_{TDC}}$$

を計算する。ステップS268では、前回のBTDC45度時に計算されたエンジン回転数 $N_0$ とから今回のエンジン回転数変動 $\Delta N^*(0)$ を、

$$\Delta N^*(0) = N - N_0$$

から求める。ここで、0.5TDC遅れる。ステップS270では、過去3TDC時間の間に演算記憶していた $\Delta N^*(1) \sim \Delta N^*(3)$ から、4回移動平均 $\Delta N$ を、

エンジン水温 $T_e$ が所定値 $T_m$ 以下であれば、同じくステップS234に進んで、 $\Delta I_e$ を“0”に設定する。これは、車体振動が発生していて、点火時期 $I_e$ を補正する必要があるときでも、水温が低い状態でトルク制御を行なつて点火時期を遅らせると、失火する可能性があるからである。

ステップS210～ステップS214は、加速が開始されたかを検出する手順である。ここで、 $TVO_0$ は、前回(の5ms割り込み)に求められたスロットル開度である。加速の開始は5ms間のスロットル開度変化 $\Delta TVO$ が所定値 $\Delta TVO_0$ 以上であるか否かによつて判断される。加速開始でなければ、 $\Delta TVO \leq \Delta TVO_0$ 。

であるから、ステップS226で、加速振動の制御中であるかを、フラグ $F_{AC}$ のセット状態を調べることににより確認する。この $F_{AC}$ フラグはステップS216でセットされ、加速開始検出後は、スロットル開度変化 $\Delta TVO$ が小であつても、一定の時間(第3図(d))は加速中であり、その間は加速振動制御を行なう必要があるために、加速振動制御中であることを覚えておくためにあ

る。このフラグがセットしていなければ、ステップS 2 3 4に進み、 $\Delta I_e$ を“0”に設定する。

ステップS 2 1 4で加速開始を検知すると、ステップS 2 1 6に進み、上記 $F_{ac}$ フラグをセットし、ステップS 2 1 8でゲインカウンタ $G_e$ を初期値 $G_{e0}$ にセットする。この初期値 $G_{e0}$ は、前記第3図(d)に示したフラグ $F_{ac}$ がセットされているべき時間、即ち、加速振動抑制制御を行なうべき時間である。この時間は、ステップS 2 2 0で点火時期補正演算を行なう。

第8B図により、点火時期補正量計算ルーチンを説明する。このサブルーチンの目的は、前記式に従って、点火時期補正量 $\Delta I_e$ を計算すると共に、この補正量のリミ

$$m = \frac{1}{5} \{ T_{90^\circ} - \frac{60000 \cdot 1.5}{N} \} \text{ 回}$$

ステップS 2 4 6で、現時点の振動抑制のために、このインデックス $m$ の点火時期補正量 $\Delta I_e$ をメモリ中にサーチして求める。ステップS 2 4 8では、メモリ中の $\Delta I_e$ マップを更新する。ステップS 2 5 4～ステップS 2 5 6は点火時期のリミット制御である。

かくして、エンジン回転数 $N$ 、回転数変動 $\Delta N$ 、その平均値 $\Delta \bar{N}$ 等の計算により不可避免的に発生する制御遅れ時間を、振動抑制のためのトルク制御に積極的に利用することにより、車体振動を最適に抑制できる。特に、これ以上の低回転域ではハンチングが起こる $N_{\min}$ を設定し、これ以下の領域では、トルク制御を停止することにより、確実な振動防止が可能となる。

尚、4気筒エンジンの場合の上記制御遅れ時間の1.5 TDCは4回転移動平均(ステップS 2 7 0)の結果であり、従って、6気筒エンジンであつたり、移動平均の回

$$\Delta \bar{N}_4 = \frac{\Delta N^*(0) + \Delta N^*(1) + \Delta N^*(2) + \Delta N^*(3)}{4}$$

を使い、同様に、1回転移動平均では、

$$\Delta \bar{N}_2 = \frac{\Delta N^*(0) + \Delta N^*(1)}{2}$$

とする。2回転移動平均では、前記実施例の制御と同じく「制御遅れ時間」は1.5 TDCとなるが、1回転移動平均では0.5 TDCとなり、後者の方の制御遅れ時間が1 TDC短くなる。このように、低回転領域で1 TDCだけ $T_{\alpha}$ を短くすることにより、低回転域での、特に第10図の[II]の領域での振動抑制が効果的となる。

低回転域での $T_{\alpha}$ が0.5 TDCとなるために、前記実施例の場合と同じく、

$$T_{180^\circ} = 0.5 \times \frac{60000}{N_{\min 3}}$$

\* ツト制御を行なうことにある。先ず、ステップS 2 4 0で、

$$K_e = K_0 \times K_c$$

により制御ゲインを計算する。 $G_c$ は漸減特性を示すから制御ゲイン $K_c$ も漸減特性を示す。制御ゲイン $K_c$ は $K_0$ の定数であつてもよい。

ステップS 2 4 2では、

$$\Delta I_{\Delta e} \nabla = K_e \times (\Delta N^*(0) - \Delta \bar{N})$$

に従って、将来のための点火時期補正量を演算する。次にステップS 2 4 4で、振動周期の1/4から、制御遅れ時間だけ進んだインデックス $m$ を求める。

※い。しかし、この制御遅れ時間は、全て前もって計算可能である量である。

第1変形例の詳細

前記式で、 $T_{\alpha}$ が負にならないように、 $T_{\alpha}$ を小さくするには、 $T_{\alpha}$ が主に平均エンジン回転数 $\bar{N}$ を求める際の平均化演算によつて発生するものであるから、移動平均回数をエンジン回転数の値によつて変えればよいことになる。これにより、制御遅れ時間を調整し、エンジントルク変化の位相遅れを最低限にとどめることができる。具体的にいえば、第10図において、 $N_{\min}$ ライン以下の領域では、 $\bar{N}$ の計算には前記実施例の制御と同じくエンジンの2回転移動平均を取り、それ以外では1回転移動平均を取るように、前記実施例制御を変更する。エンジンの一回転は2 TDC周期に相当するから、2回転移動平均では4つの $N$ をサンプリングして、前記実施例のステップS 2 7 0と同じく、

4

であるようなエンジン回転数 $N_{\min}$ は、この第1変形例が制御可能である最小回転数を示す。第10図の[II I]に示すように、この変形例により $N_{\min}$ が $N_{\min}$ よりも下側にきていることから、制御可能域が大幅に改善されていることがわかる。

第11A図～第11C図により、第1変形例の制御について詳細に説明する。第11C図から説明する。ステップS 3 4 0～ステップS 3 4 8については省略する。ステップS 3 5 0で、ギア位置に応じた $N_{\min}$ を読み込み、ステップS 3 5 2で現在の運転領域 $N$ と $N_{\min}$ の大小を比較する。 $N \geq N_{\min}$ の領域では、ステップS 3 5 8で2回転移動平均 $\Delta \bar{N}_2$ を計算する。

$N < N_{\min}$ の領域では、1回転移動平均 $\Delta \bar{N}_1$ を計算する。

第11A図のメインルーチンについては、前記実施例の第8A図のステップS 2 0 4、ステップS 2 0 6にお



る $N_{MIN1}$ が、ステップS284、S286で $N_{MIN3}$ に代  
っているだけである。この変形例により、制御可能最低  
回転数が低目に変更されたからである。第11B図も第\*

$$m = \frac{1}{5} \left\{ T_{90^\circ} - \frac{60000 \cdot C}{N} \right\} \text{ 回}$$

となり、前述したように、エンジン回転数が $N_{MIN2}$ 以上  
の領域では4データの移動平均をとるから、

$C = 1.5$

であり、 $N_{MIN2}$ 以下の低回転域では、2データの移動平  
均をとるから、

$C = 0.5$

である。ステップS326以下の制御は前記実施例と同  
じである。

第1変形例の効果

かくして、 $N_{MIN3} \leq N \leq N_{MIN2}$ の領域では $\Delta K$ のための  
移動平均のサンプル数を減らして制御遅れ時間を少なく  
しているの、 $T_R$ が大きく負になることがなく、確實 ※

$$m = \frac{1}{5} \left\{ T_{90^\circ} - \frac{60000 \cdot 1.5}{N} \right\} \text{ 回}$$

式における $T_{90^\circ}$ の代りに $T_{450^\circ}$ を使うものである。そ  
うすると、車体振動の周期は変わらないから、第10図  
の〔II〕の領域で、前記実施例の制御以上に適正にトル  
ク制御が可能となる。

この第2変形例は、前記実施例の制御フローチャートを★

$$m = \frac{1}{5} \left\{ \frac{5}{4} T_{90^\circ} - \frac{60000 \cdot 1.5}{N} \right\} \text{ 回}$$

を計算し、第8B図のステップS246に戻る。

第2変形例の効果

こうすると、 $m$ は負にならないので確実なトルク制御が  
可能となり、低回転域での乗り心地が向上する。但し、  
 $T_{90^\circ}$ の代りに $T_{450^\circ}$ を使うので、振動の最初の山の抑  
制は困難になる。尚、一周期ずらす代りに半周期ずらし  
て $\Delta I_c$ の符号を逆にすることも可能である。即ち、

$$m = \frac{1}{5} \left\{ \frac{3}{4} T_{90^\circ} - \frac{60000 \times 1.5}{N} \right\} \text{ 回}$$

そして、

$$\Delta I_c = -\Delta I_{\Delta c} \cdot \nabla(m)$$

とする。

〈他の展開〉

尚、前記実施例等はデジタルコンピュータに固有の制御  
遅れ時間を解消するものであるが、アナログコンピュー  
タにも「検出遅れ」は存在するからアナログコンピュー  
タにも適用可能である。

尚、以上の3つの実施例では、エンジントルクを変化さ  
せる手段として点火時期を補正していたが、上記効果を  
達成するためには、空燃比、オルタネータ等の補機類の

\* 8B図と、ステップS244とステップS324におい  
て異なるだけである。即ち、

※に振動抑制が行なえる。また、 $N_{MIN3}$ 以下の領域では、  
前記実施例と同じくトルク変更制御が停止されるので、  
ハンチングが発生することもない。

10 尚、位相だけを考えれば移動平均回数は少ないほど良い  
ことになるが、クランクカムシャフトに取り付けるタイ  
プのクランク角センサの製造誤差を除去するためには、  
エンジン2回転の移動平均を取る必要がある。従って、  
なるべくならエンジン2回転の移動平均を取った方が良  
い。

第2変形例の制御

この第2変形例は、第10図の $N_{MIN2}$ ライン以下の運転  
領域で、前記実施例の

★第12図に示すように変更する。即ち、第8B図のステ  
ップS244で $m$ を計算し、第12図のステップS40  
0で、 $m$ が負になるかを調べ、負になるときのみ、ステ  
ップS402で、

30 負荷、ECR量、スロットル開度等を補正してもよい。  
また、車体振動を検出する手段として、エンジン回転数  
変動の他に、車体加速度、車輪速変化、駆動軸のねじ  
れ、エンジンの変位等がある。

また、加速要求検知手段として、スロットル開度変化 $\Delta$   
 $TVO$ 、アクセル開度 $\alpha$ 等の他に、吸気管負圧 $B$ で行な  
ってもよい。但し、この場合、エンジン回転数が低い場  
合に負圧 $B$ は僅かなアクセル開度でも吸気負圧 $B$ は大き  
く変化するために、エンジン回転数による補正が必要で  
ある。

40 (発明の効果)

以上説明したように本発明のエンジンの制御装置によれ  
ば、例えば制御装置で発生する検出遅れ時間、または点  
火遅れ時間等の制御遅れ時間が、トルク制御に加味され  
て、従来では実際に不可能であつたエンジン振動の確実  
な抑制を可能となる。

とくに、回転数変動を計算するときの平均化時間を低回  
転域で短くしたり、あるいは、低回転域では、さらに1  
周期遅れた制御データをトルク制御に用いることによ  
り、低回転域での車体振動抑制が確実に行なわれる。

【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の構成を説明した図、  
 第2図は加速開始からのエンジン回転数Nの様子を示す図、  
 第3図は実施例の、車体振動とそれを抑制するためのトルク制御との位相関係を説明する図、  
 第4図は実施例のエンジンシステムの全体ブロック図、  
 第5図は実施例のエンジン制御ユニット（ECU）の内部構成を示す図、  
 第6図は実施例のECUにて行なわれるエンジン制御の機能ブロック図、  
 第7図は実施例において制御遅れが発生する様子を説明する図、  
 第8A図～第8D図は本実施例に係る制御フローチャート、  
 第9図は実施例並びにそれらの2つの変形例で使われるデータを表としてまとめた図、  
 第10図は実施例並びにそれらの2つの変形例を動作領\*

\*域をまとめた図、

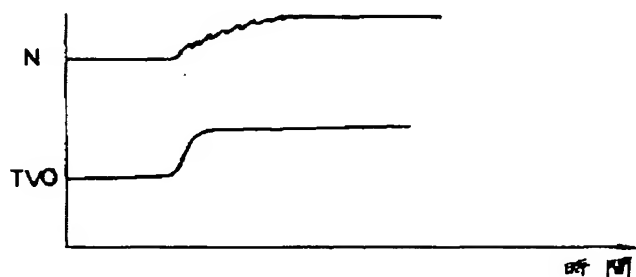
第11A図～第11C図は第1変形例に係る制御手順を示すフローチャート、

第12図は第2変形例の制御の変更部分のみを抜き出したフローチャートである。

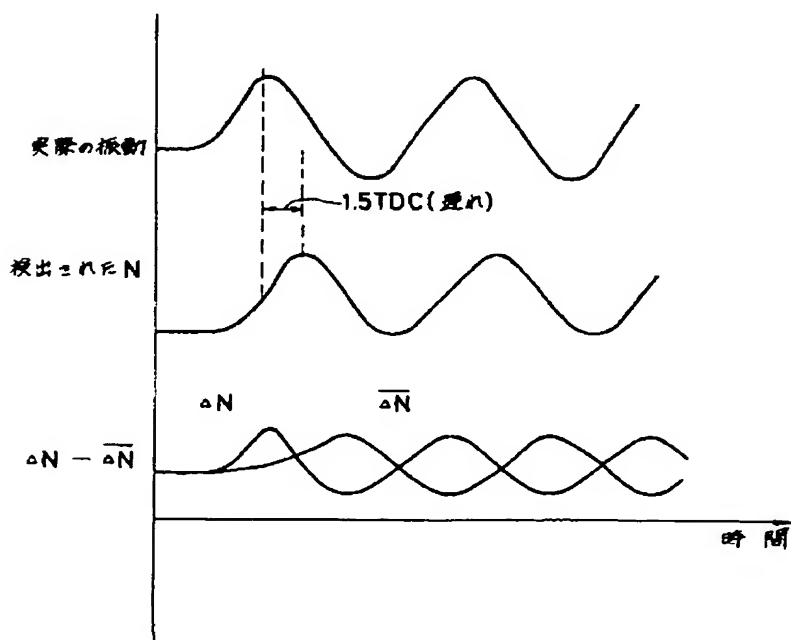
図中、

1…エアフローセンサ、2…スロットル弁、3…サージタンク、4…吸気管、5…インジェクタ、6…エンジン本体、8…水温センサ、9…点火プラグ、10…点火コイル、11…デイストリビュータ、12…クランク角センサ、13…シリンダセンサ、14…排気管、18…イグナイタ、19…ブースト圧センサ、20…ECU、22…スロットル開度センサ、23…アクセル開度センサ、24…ギア位置センサ、30…波形整形器、46…A/Dコンバータ、34…CPU、36～40…プログラムタイマ、41…FRC、42…RAM、43…ROM、45…出力インターフェースである。

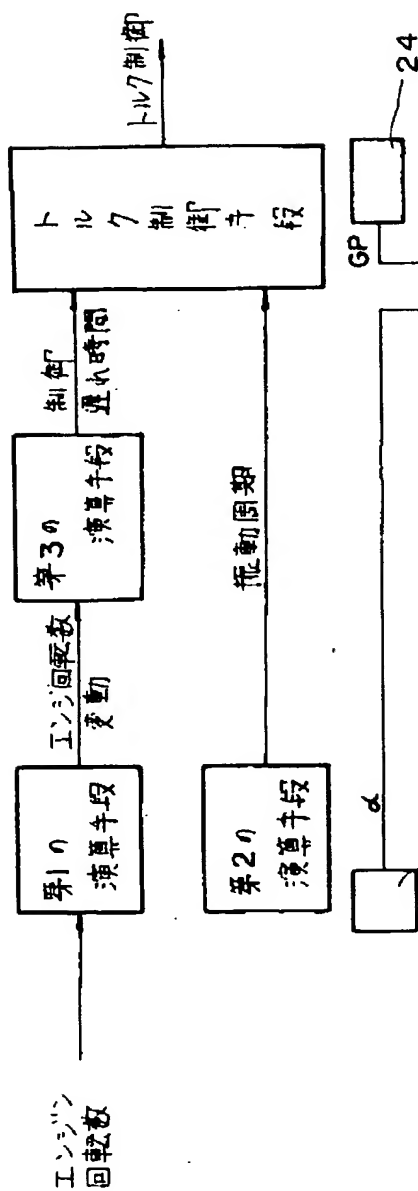
【第2図】



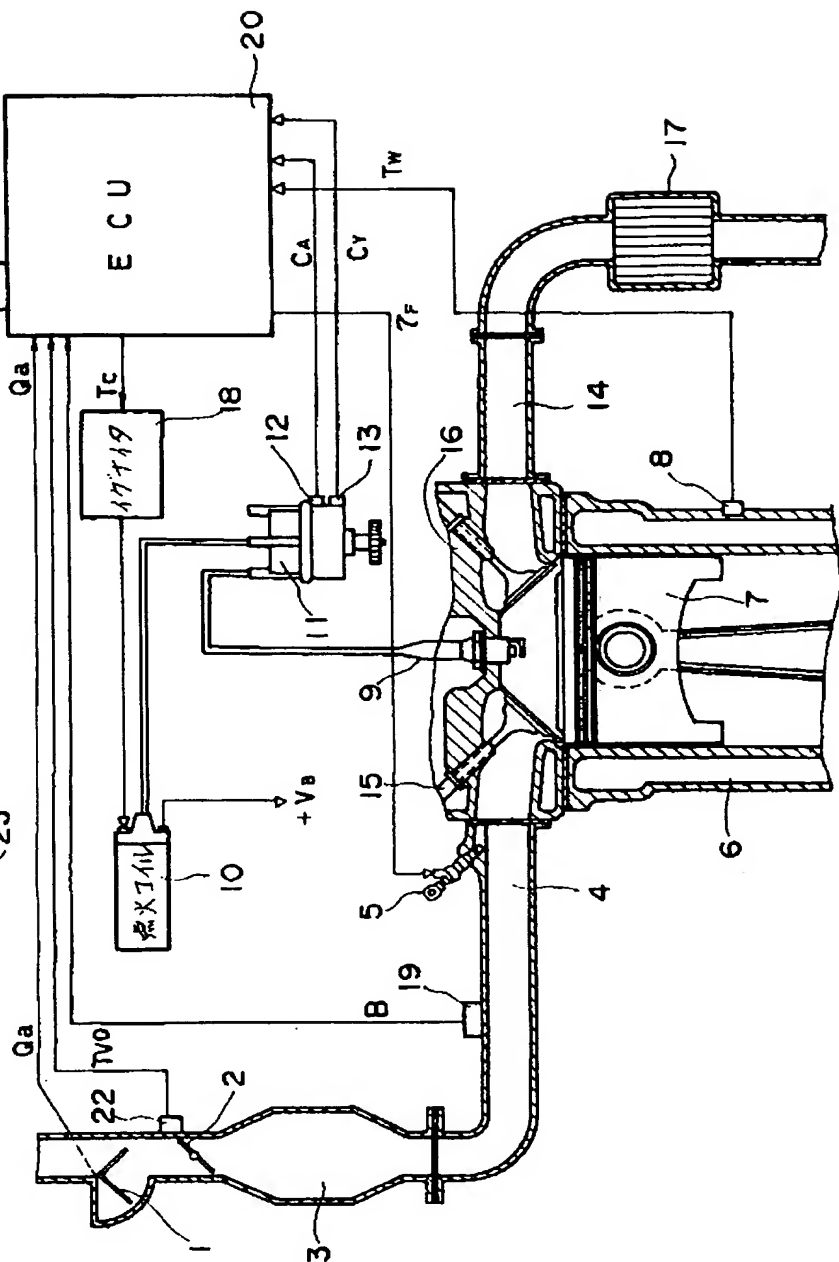
【第7図】



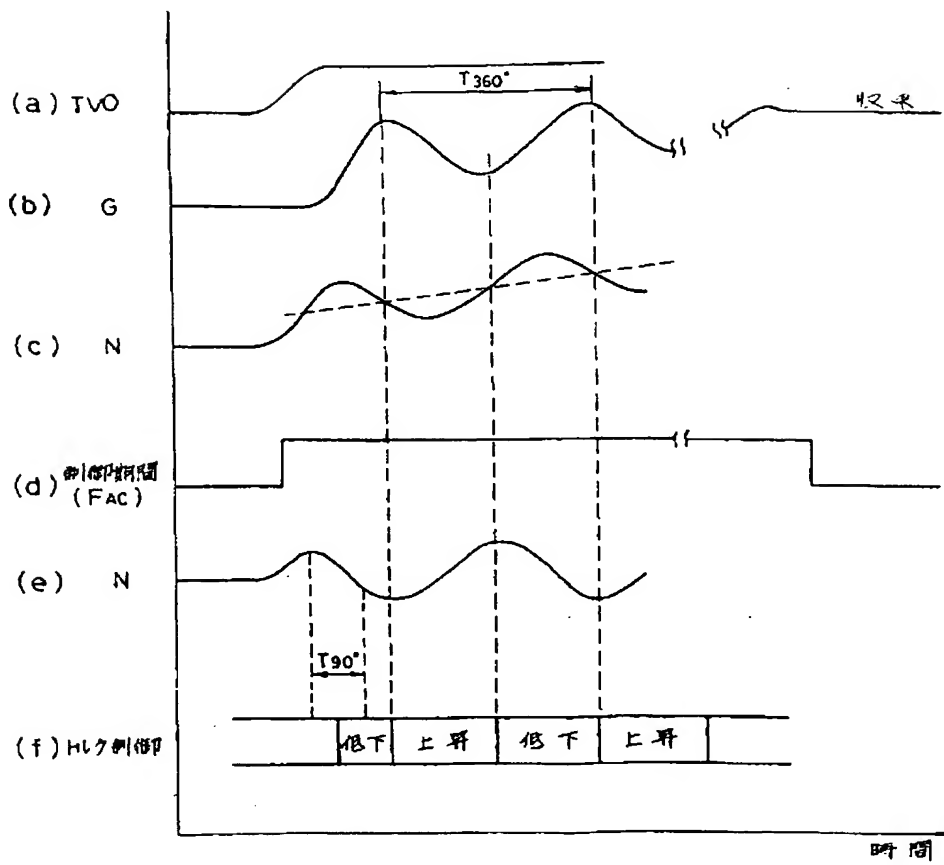
【第1図】



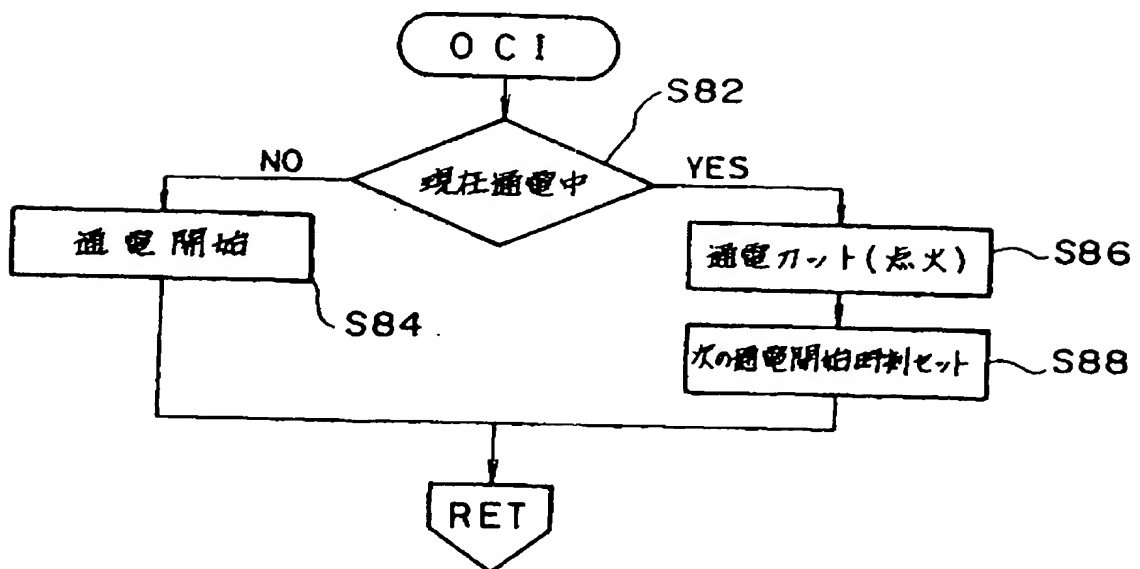
【第4図】



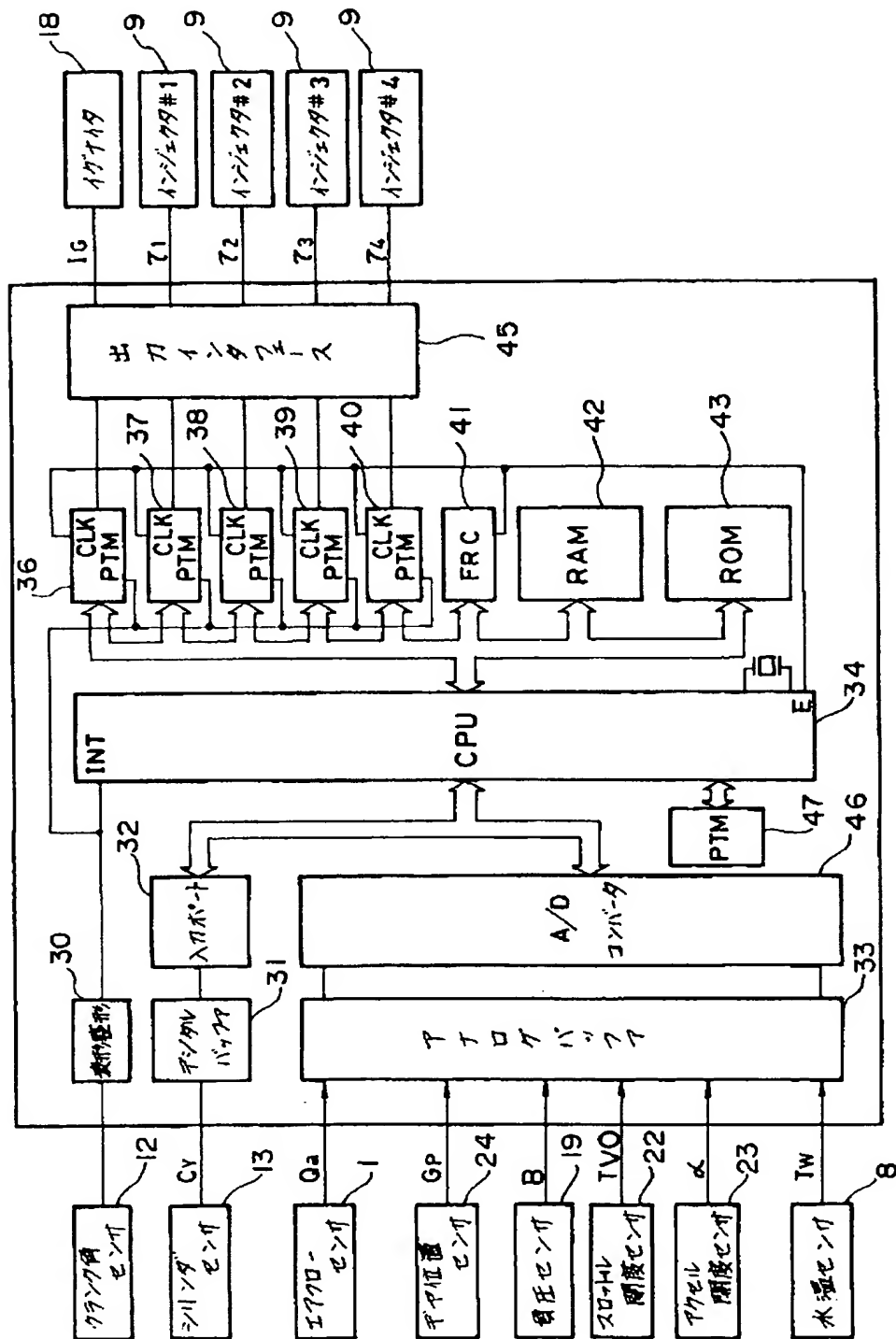
【第3図】



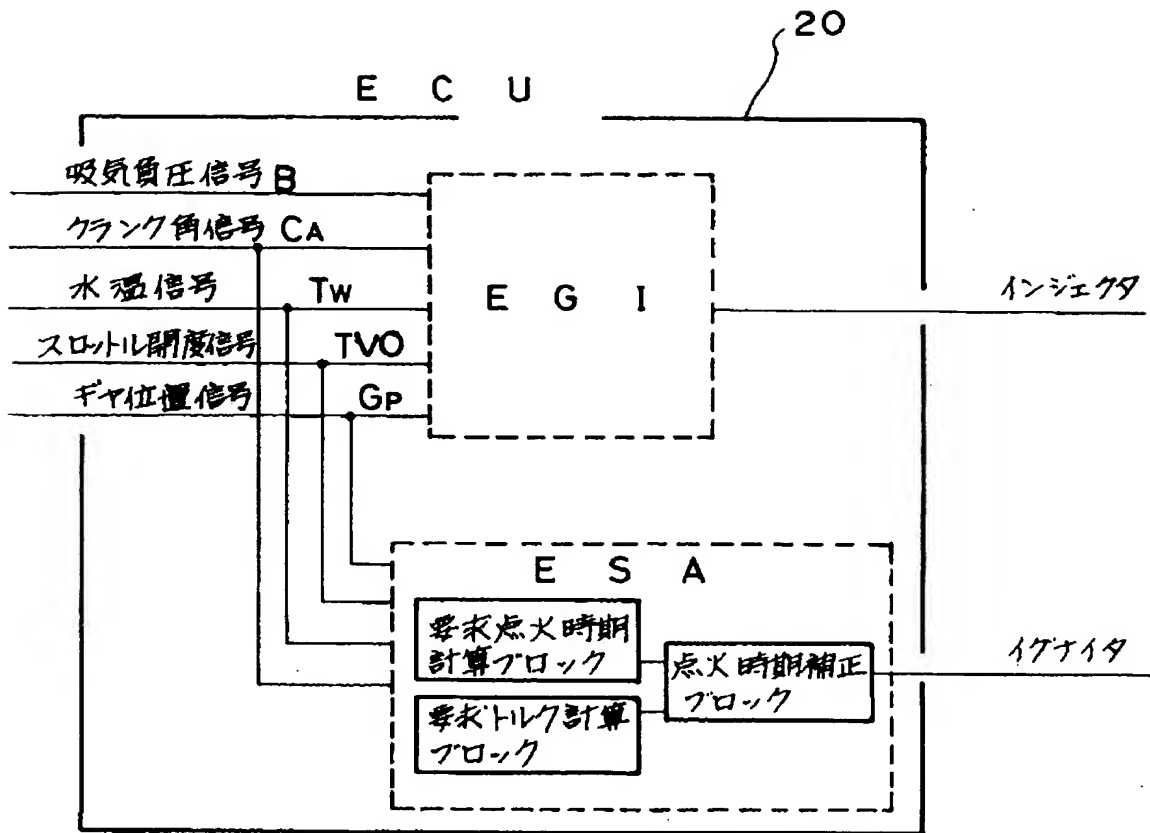
【第8D図】



【第5図】



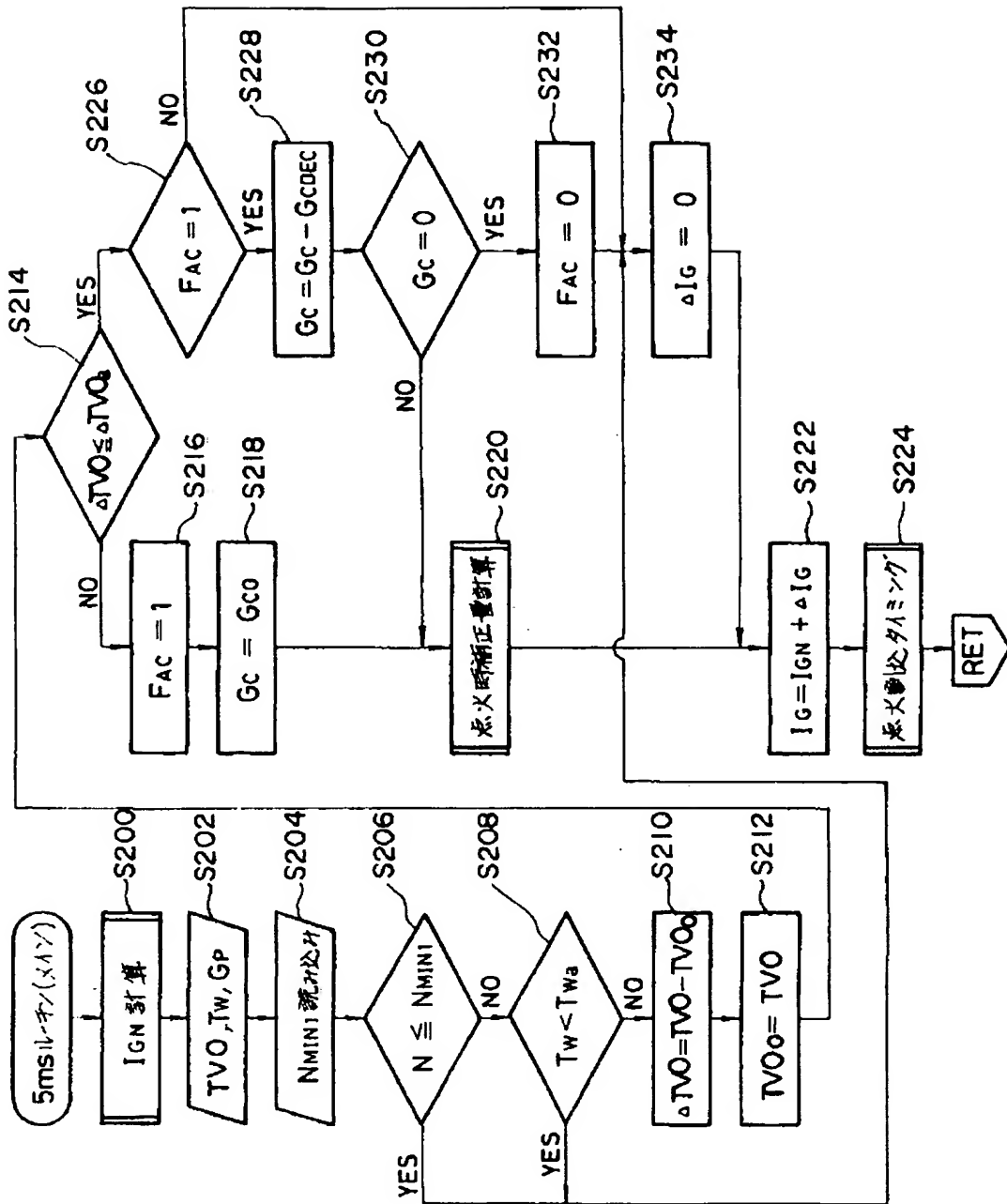
【第6図】



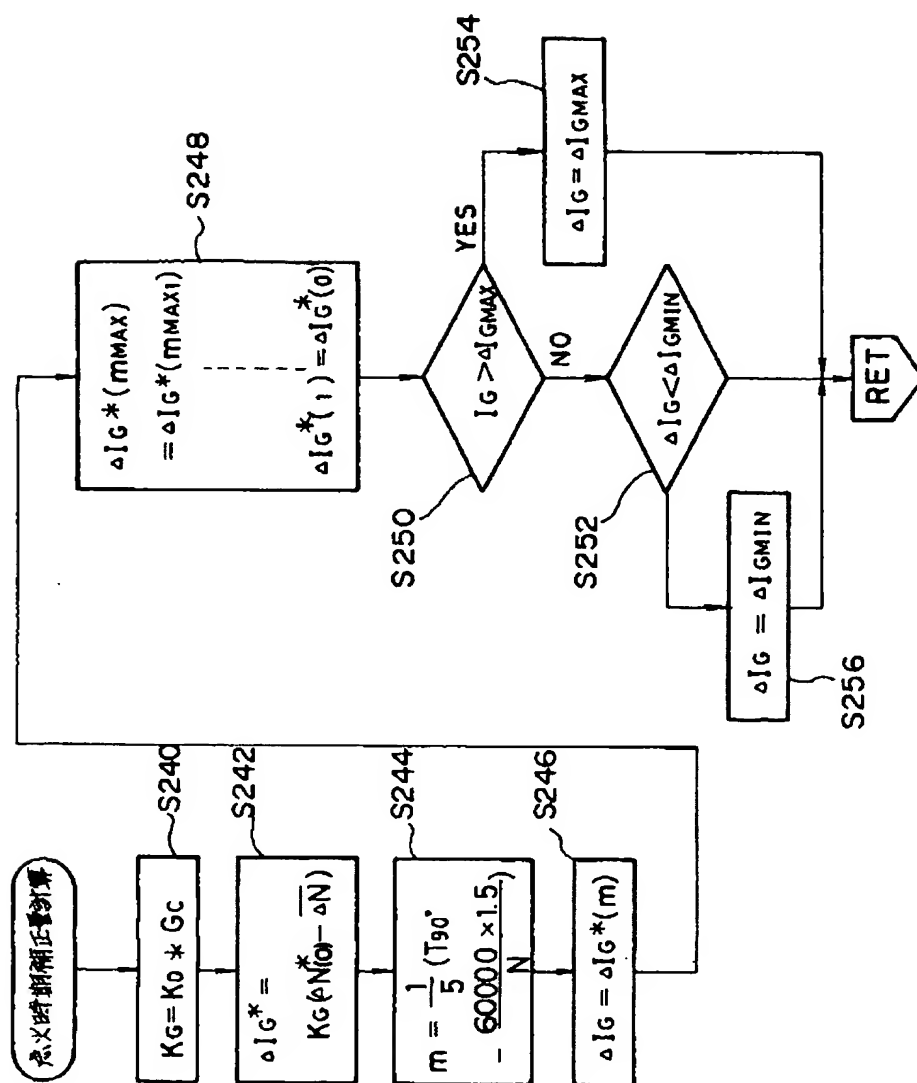
【第9図】

GP	1	2	3	4	5
1/4 周期 ( $T_{90^\circ}$ )	100ms	68	50	40	35
$T_{90^\circ}/5$	20	13	10	8	7
共振周波数	2.5Hz	3.7	5.0	6.2	7.0
NMIN1 (GP)	450rpm	670	860	1125	1250
NMIN2 (GP)	900rpm	1350	1750	2250	2500
NMIN3 (GP)	300	450	580	750	840

【第8A図】

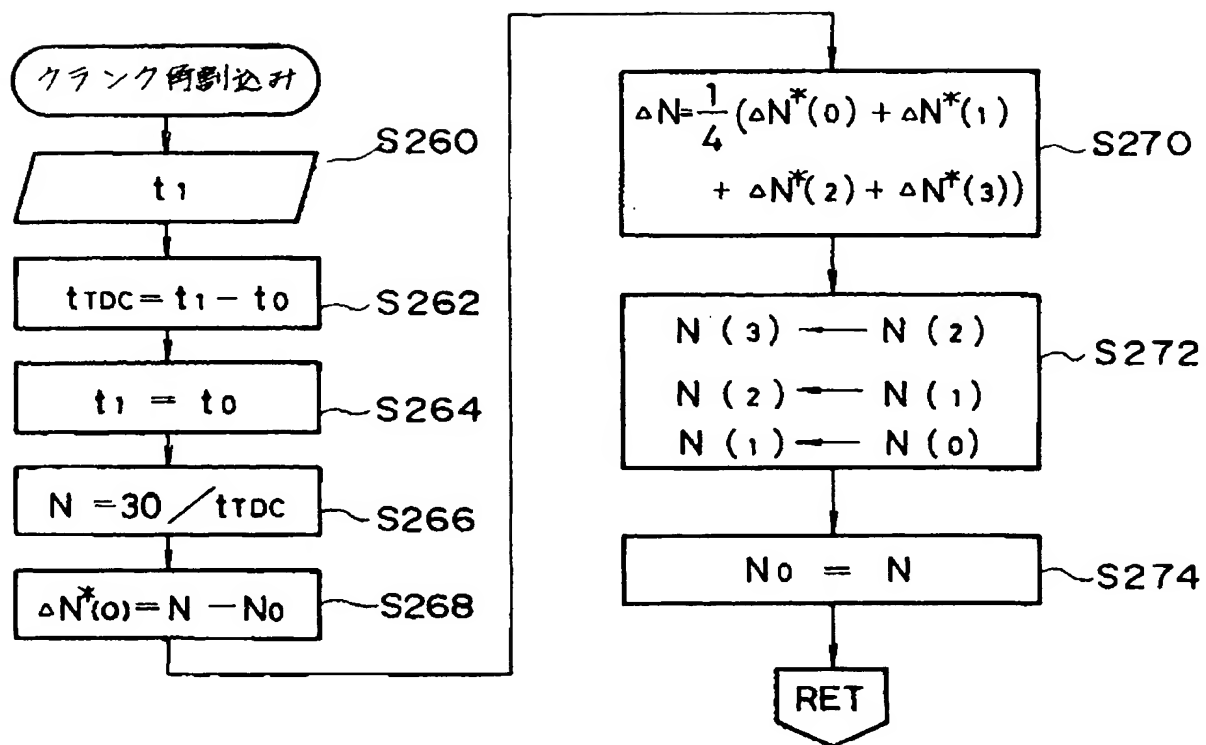


【第8B図】

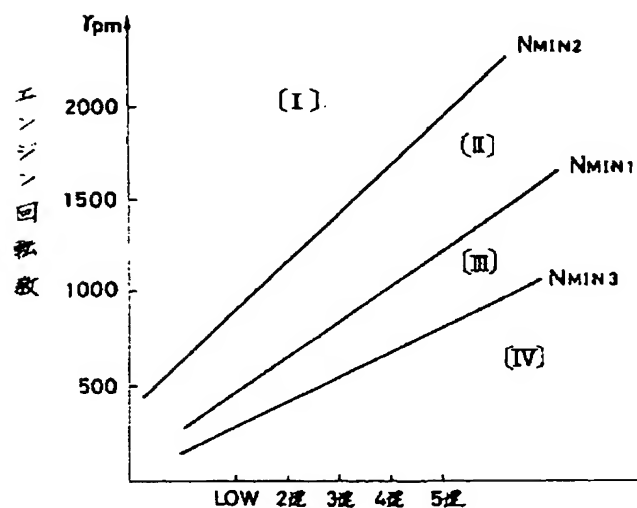




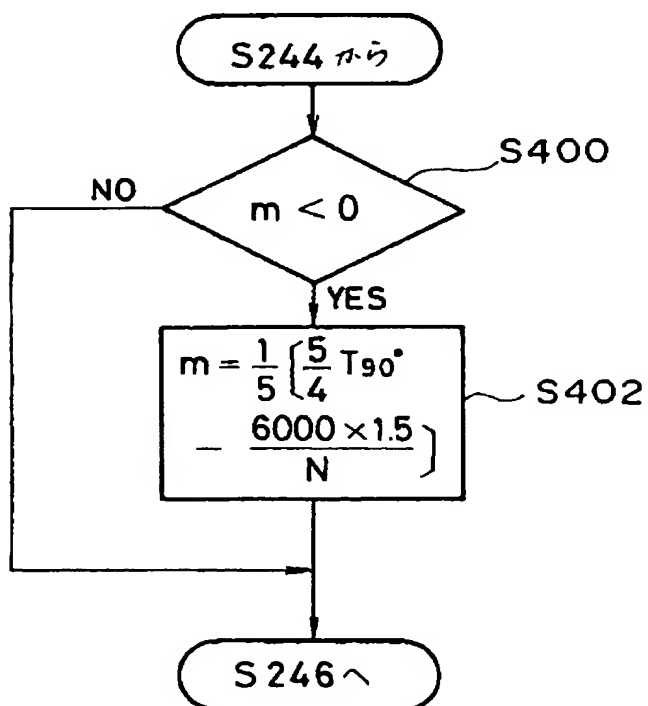
【第8C図】



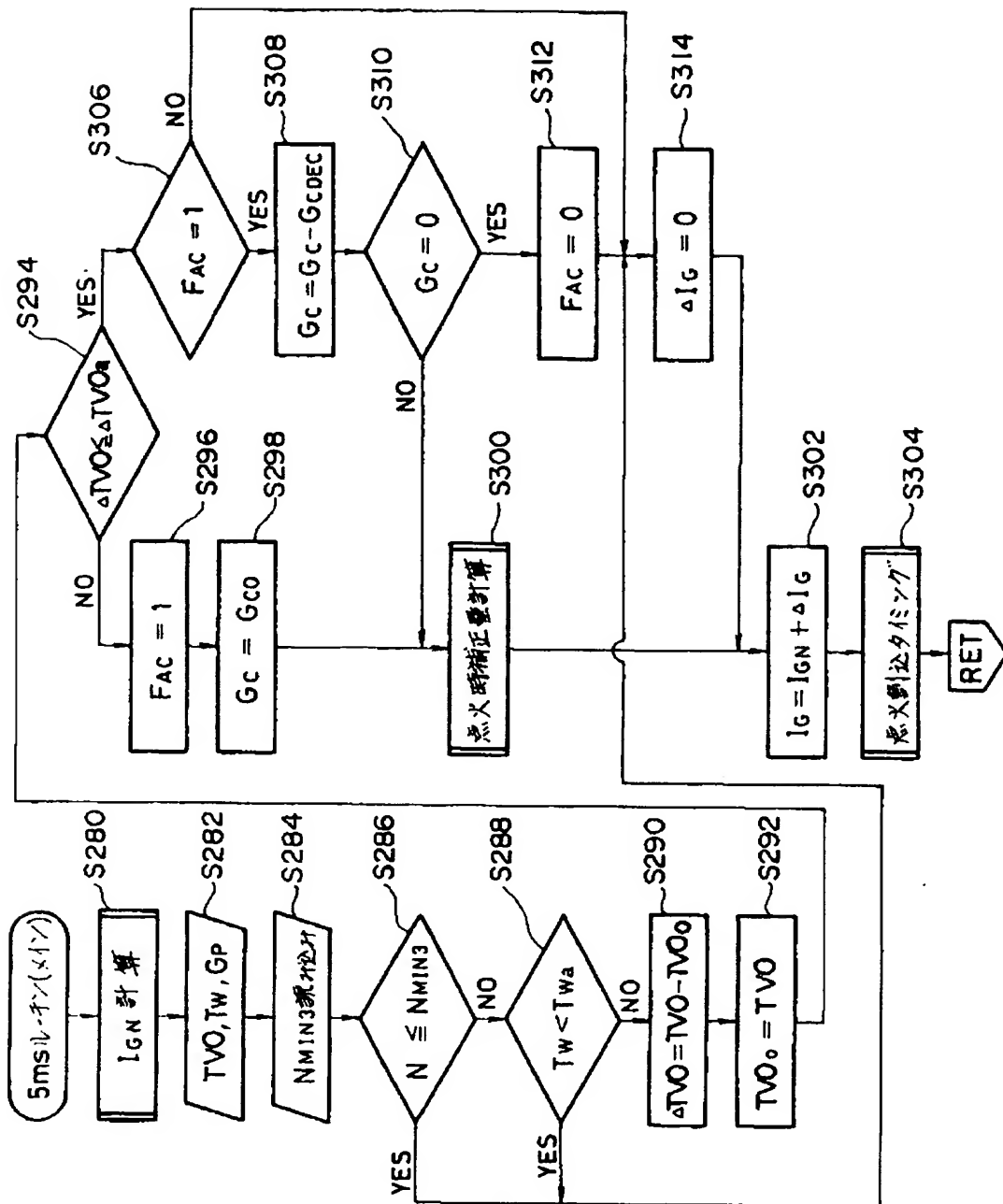
【第10図】



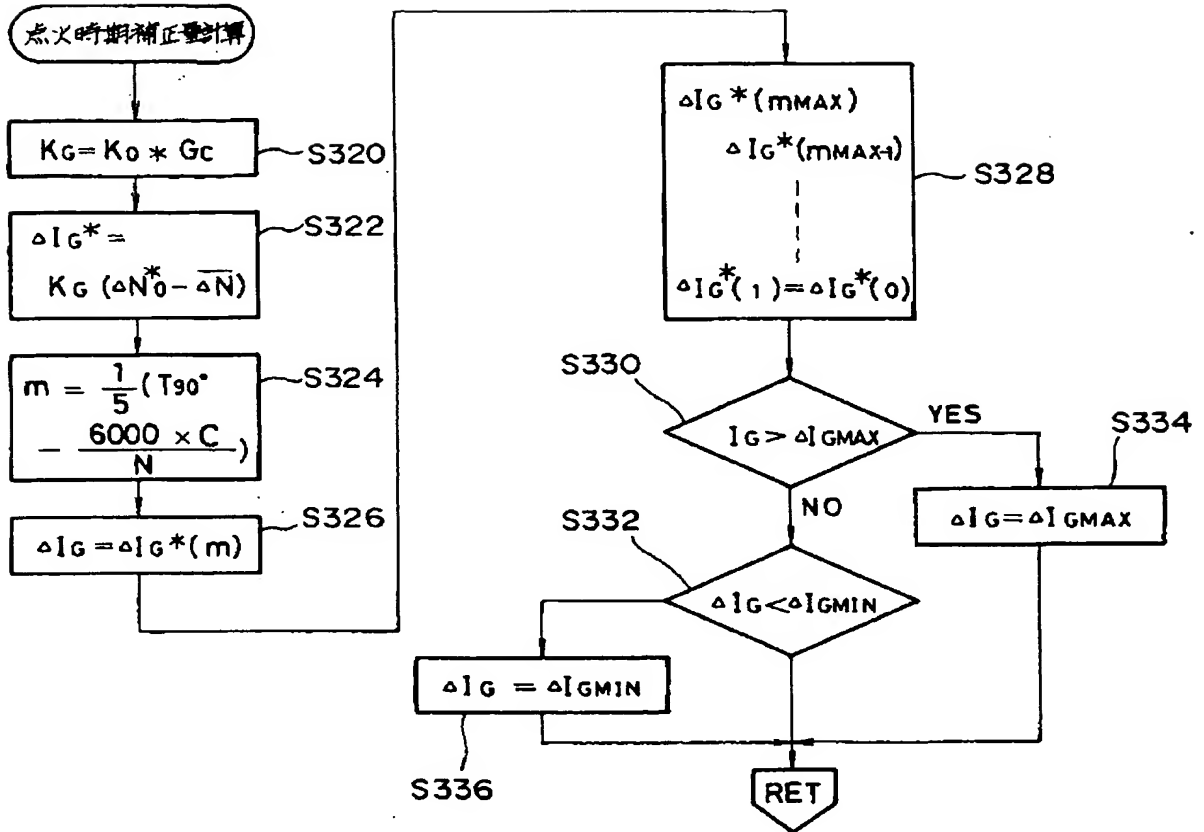
【第12図】



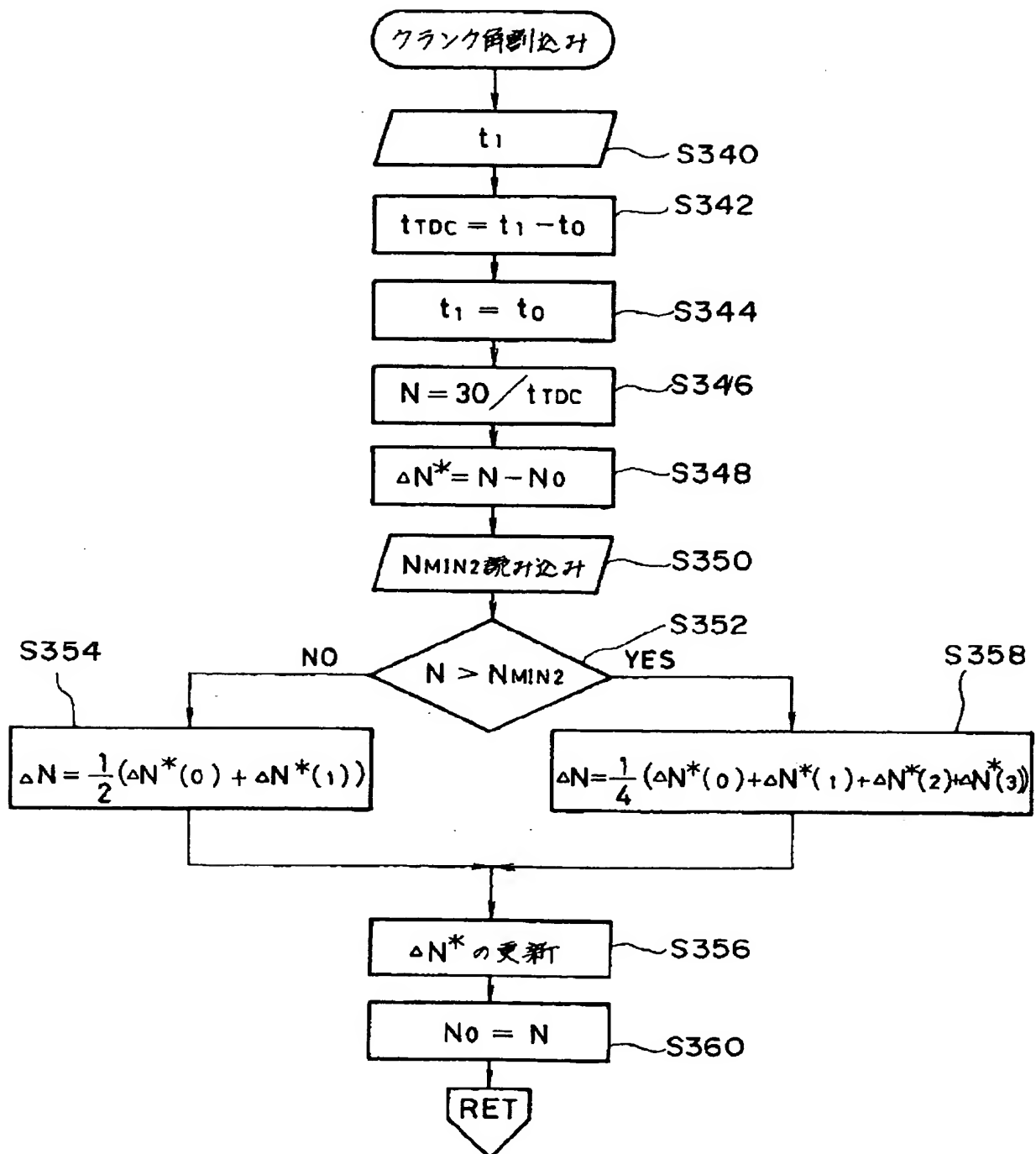
【第11A図】



【第11B図】



【第11C図】



\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1]A control device of an engine characterized by controlling car body vibration [ it is alike and ] characterized by comprising the following at the time of acceleration more.

The 1st calculating means that calculates a variation of an engine speed value intermittently.

The 2nd calculating means that calculates a fluctuation period of engine speed value change.

The 3rd calculating means that calculates control delay time when controlling an engine torque based on engine speed value change calculated on the above-mentioned intermittent target.

A torque control means which only time which deducted the above-mentioned control delay time from one fourth of time of an acceleration judging means which judges an acceleration state, and a fluctuation period calculated at the time of an acceleration judging is delayed, and performs engine output torque control.

[Claim 2]A control device of an engine given in the 1st paragraph of a claim which is provided with a means to detect an engine revolutions region, and is characterized by said 1st calculating means shortening an operation cycle of a variation of an engine speed value at the time of engine low rotation.

[Claim 3]An engine control system given in claim 1 paragraph having a means to detect an engine revolutions region, delaying only time which deducted the above-mentioned control delay time from 5/4 of the above-mentioned fluctuation period of time at the time of engine low rotation as for said torque control means, and performing engine output torque control.

[Claim 4]A control device of an engine characterized by controlling car body vibration [ it is alike and ] characterized by comprising the following at the time of acceleration more.

The 1st calculating means that calculates a variation of an engine speed value intermittently.

The 2nd calculating means that calculates a fluctuation period of engine speed value change.

The 3rd calculating means that calculates control delay time when controlling an engine torque based on engine speed value change calculated on the above-mentioned intermittent target.

A torque control means which only time which deducted the above-mentioned time delay from a torque control stage on an acceleration judging means which judges an acceleration state, and theory for controlling surging of the body at the time of acceleration based on a calculated fluctuation period at the time of an acceleration judging is delayed, and performs engine output torque control.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

## DETAILED DESCRIPTION

---

### [Detailed Description of the Invention]

#### (Field of the Invention)

Especially this invention relates to the control device of the engine which aimed at reduction of car body vibration about an engine control device.

#### (PRIOR ART)

In the vehicles which are transmitting power without going via the former, for example, a fluid coupling etc., when comparatively sudden accelerator operation was performed, vehicles caused surging of the body considered as the wobble. As for this, an engine torque variation serves as \*\*\*\*\* and it increases by resonance of a drive system. On the other hand, although an engine torque variation is restricted or the measures which rationalize the rigidity of a drive system are taken, it cannot be said that it is enough.

The proposal as which engine torque is positively changed these days, and vibration is completed quickly has come out (JP,58-48738,A etc.). This JP,58-48738,A detects engine speed value change, and is made to carry out the inverse characteristic of the engine torque to this number-of-rotations change. It specifically lets the output of an engine speed sensor pass to the low pass filter which extracts the torsional vibration frequency component of a drive system, and this detects a rotational variation. When the value exceeds a threshold, the ignition advance according to the rotational variation is controlled.

This JP,58-48738,A is advanced one more step, and there is also proposal art in which it changes engine torque positively in a similar manner. Namely, control of the ideal engine torque for attenuating car body vibration quickly reduces an engine torque, when body order acceleration is positive, and it should just make an engine torque increase at the time of negative. Then, what is necessary is only for 1/4 cycle to delay a phase for the value of engine speed value change to a drive-system resonant period theoretically, and just to make an engine torque change, when attenuating car body vibration using engine speed value change.

#### (Problem which an invention tends to solve)

However, since the above-mentioned art was based on the ideal engine model, artificers in this case found out the problem that the actual torque control starting point was not actually performed by various control delay time 1/4 cycle which is a theoretical delay.

With the above-mentioned control delay time, it originates, for example in the following points.

The control circuit (a digital microcomputer is mainly used) actually used for engine control is obtained only a discrete thing in time as external data. For example, although engine speed values are calculated from the cycle of the pulse signal from a sensor formed in the crank shaft, this result of an operation itself includes a time lag unit, and they are not an engine speed value of current-events \*\*\*\* (real time). In order that a noise may be an accessory and may usually cancel that error component for a rotational frequency sensor output, the \*\*\*\*\* average of the engine speed value which was called for as for the account of the upper is carried out at number rotation, and this average value is also made into the intermediary and the engine speed value in that time. However, it is clear that this average value becomes what was overdue on account of the time sharing control of a digital computer in time actually.

Therefore, even if it is going to be based on engine speed value change, it is going to delay a

term  $1/4$  round to this engine speed value like the above-mentioned conventional technology and it is going to change an engine torque. This based engine speed value itself is the past data in time, therefore it resulted in performing a torque control based on between \*\*\*\*\* data in control, and the engine vibration mentioned above caused the situation where it did not decrease at all.

If it furthermore says, when the above-mentioned control delay time takes an example by the point that the microcomputer for control performs engine control synchronizing with an engine speed value, it will be changed according to an engine speed value. Therefore, if only  $1/4$  cycle was uniformly delayed to engine speed value change, without taking into consideration engine speed values, such as the above-mentioned conventional technology, in a field with an engine speed value. Rather than the time delay for this  $1/4$  cycle, the above-mentioned control delay time becomes large, and is concluded as insufficiency [ a vibration suppression ] or promoting vibration on the contrary.

Then, by considering control delay time, such as operation delay time which the place made into the purpose of this invention is a control device of the engine which controls car body vibration based on engine speed value change, for example, was mentioned above. In the former, positive control of the engine vibration which was actually impossible is enabled.

And at the time of the low rotation which control delay time consists large of, the control device of the engine which can plan an exact positive vibration suppression is proposed further.

(Means for solving a problem)

The composition of this invention for solving the problem mentioned above, The 1st calculating means that calculates the variation of an engine speed value intermittently as shown in Drawing 1 in order to control the car body vibration at the time of acceleration, The 2nd calculating means that calculates the fluctuation period of engine speed value change, and the 3rd calculating means that calculates control delay time when controlling an engine torque based on engine speed value change calculated on the above-mentioned intermittent target, At the acceleration judging means which judges an acceleration state, and the time of an acceleration judging, only the time which deducted the above-mentioned control delay time from one fourth of the time of the calculated fluctuation period is delayed, and the torque control means which performs engine output torque control is provided.

The control device of the engine of this invention by other composition, The 1st calculating means that calculates the variation of an engine speed value intermittently, and the 2nd calculating means that calculates the fluctuation period of engine speed value change, The 3rd calculating means that calculates control delay time when controlling an engine torque based on engine speed value change calculated on the above-mentioned intermittent target, Only the time which deducted the above-mentioned time delay from the torque control stage on the acceleration judging means which judges an acceleration state, and the theory for controlling surging of the body at the time of acceleration based on the calculated fluctuation period at the time of an acceleration judging is delayed, The torque control means which performs engine output torque control is provided.

(EXAMPLE)

With reference to an accompanying drawing, the example of this invention is described below. Only (an oscillation period / 4-control delay time) intends to make the value of the difference of engine speed value change and its average value into the controlled variable for a torque control, and to shift this controlled variable, and this example intends to perform a torque control, and there is. There are two modifications in this example, and in this example, both modifications have put creativity special to control, in order to lessen such a case where it stops being able to carry out a torque control, as much as possible in view of the case where it stops being able to carry out a torque control in the low rotation region of an engine speed value occurring.

<Engine vibration control system> The entire configuration of the engine vibration control system which applied each of the example concerning this example is explained using Drawings 4 - 6.

Drawing 4 is the general drawing of the fuel injection type engine of a 4-cylinder. The boost pressure sensor 19 for the portion especially relevant to this example to detect the air flow

meter 1, the throttle valve 2, the injector 5, the temperature sensor 8 that detects cooling water temperature, the spark plug 9, the ignition coil 10, the distributor 11, the igniter 18, and the inlet-pipe internal pressure B. It is the position sensor 24 grade which detects the gear position GP of the engine controller (ECU) 20 which controls the whole engine and the opening sensor 22 which detects valve opening (TVO) of the throttle valve 2, the opening sensor 23 which detects an accelerator opening, and a gearbox (un-illustrating).

The inhaled air has inspired-air-volume  $Q_a$  measured by the air flow meter 1. This suction air is led to the combustion chamber of the engine 6 through the surge tank 3 by the throttle valve 2, while that quantity is adjusted. Gasoline is injected from the injector 5. This injection time is prescribed by pulse signal  $\tau$  outputted from ECU20. The gaseous mixture which burned is emitted into the atmosphere through an exhaust manifold and the catalytic converter 17. From the distributor's 11 crank angle sensor 12, from the cylinder sensor 13, cylinder signal  $C_Y$  is outputted towards ECU20 for every engine rotation, and crank angle signal  $C_A$  is used for distinction of a cylinder, and the synchronization of engine rotation.

The igniter 18 is the same as a well-known thing, at the time of the standup of ignition-timing signal  $I_G$ , the primary current and resumes energization after the fixed time after KATSUTO.

Drawing 5 is a figure showing the internal configuration of ECU20, and connection of it, various sensors, etc. In the figure, crank angle signal  $C_A$  is inputted into the interruption terminal of CPU34 through the waveform shaping circuit 30. This signal  $C_A$  is an angle-of-rotation signal 45 degrees before TDC, if it is expressed with 45 BTDC(s) and inputted into CPU34, interruption routine will be called, for example, the operation of an engine speed value, etc. will be performed. Through the digital buffer 31 and the input port 32, signal  $C_Y$  from the cylinder sensor 13 is inputted into CPU34, and is used for cylinder discrimination.

Boost pressure B which is an analog signal, inspired-air-volume  $Q_a$ , etc. are changed into a digital value by A/D converter 46 through the analog buffer 33, and this changed digital value is inputted into CPU34. 36-40 are programmable timers (PTM), and the data [ SETSUTO / data / they ] is four fuel injection pulse  $\tau_1$  for ignition-timing  $I_G$  and four cylinders -  $\tau_4$  sequentially from a top, respectively. The clock signal of such PTM is supplied from the counter (FRC) 41 counted freely.

ROM43 stores the program of the control procedure like the below-mentioned flow chart, etc. Since intermediate data required for control is saved temporarily, RAM42 is used.

Drawing 6 is a functional block diagram of the engine control performed by ECU20. \*\*\*\* [ the EGI section which is the block which calculates the fuel oil consumption  $\tau$  from the injector 5 ]. It is a center section which performs the torque control for car-body-vibration control of the ESA section which controls ignition timing.

<Principle of a torque control> The outline of the torque control in outline this example of an example is explained using Drawing 2, Drawing 3, and Drawing 7. The accelerator is stepped on, Drawing 2 shows a macro target change of engine speed value N when the throttle valve 2 opens (TVO is a throttle opening), and Drawing 3 expresses engine speed value N etc. in micro.

Unless the state of \*\*\*\*\* changes the cycle of car body vibration (expressed with the acceleration G) when, for example with a change gear ratio etc., as it is shown in Drawing 3 (b), there is no change generally. That is, although the amplitude of vibration has change, it is changeless to an oscillation period by the lapsed time of again vibration by a type of a car, etc. If car body vibration occurs, \*\*\*\* will occur in a drive system and it will appear in change of the rotation N. If these things put in another way, car body vibration means indirectly what is regarded as change  $\Delta$ [ of engine speed value N ] N ((e) of Drawing 3). That is, since car body vibration is chronotropism, engine-speed-fluctuation  $\Delta N$  sets aside amplitude and phase contrast, and has the same cycle as car body vibration (Drawing 3 (e)). Therefore,  $\Delta N$  is the most suitable information for a vibration suppression, it processes information suitably, changes this into the tooth lead angle / retardation quantity  $\Delta I_G$  of ignition-timing  $I_G$ , and performs



the torque control for a vibration suppression there.

The characteristic of engine torque change control is good to be made to carry out by the opposite phase of a car-body-vibration cycle. In this case, when it is in the phase which the acceleration of vibration G increases gradually rather than supposing that it is completely the characteristic of torque change control an opposite phase (namely, receiving an oscillation period 180 gaps) to an oscillation period, When it controls to dwindle torque and the acceleration of vibration G gradually decreases, the direction controlled to increase output torque gradually can control vibration effectively (Drawing 3 (f)). Namely, when it controls to dwindle torque when it is in the phase which the above-mentioned acceleration of vibration increases gradually, and the acceleration of vibration gradually decreases, in order to control to increase output torque gradually. It is topologically convenient if the quantity (Drawing 3 (e)) which delayed the characteristic of engine speed value change  $\Delta N$  the term  $1/4$  round is used.

That is, it is in agreement with cycle [ of  $\Delta N$  / of  $T_{360 \text{ degrees}}$  ] (= oscillation period), and the cycles of a torque control are [ as opposed to / phase contrast / engine-speed-fluctuation  $\Delta N$  ] a  $T_{90 \text{ degree}}$  = phase contrast = oscillation period / 4..... (1)

It is good to come out and to give  $T_{90 \text{ degrees}}$  of phase contrast which exists. By the way,

fundamentally, since an engine speed value is in a rising direction, it is necessary to detect only a part for the change at the time of acceleration. So, in order to perform a torque control with sufficient accuracy, engine speed value change  $\Delta N$  to dc-component  $\Delta^{**}$  is deducted. Namely, when it controls to dwindle torque when it is in the phase which the acceleration of vibration increases gradually, and the acceleration of vibration gradually decreases, in order to control to increase output torque gradually ( $\Delta N - \Delta^{**}$ ),

The quantity which delayed \*\*\*\*\* the term  $1/4$  round is used.

Since ignition timing control has realized [ this example ] the torque control, in order to realize the above-mentioned phase control, they are ignition timing correction quantity and  $\Delta I_G^*$  for every control cycle of engine each time. =  $K_G \times (\Delta N_O - \Delta^{**})$

An index is calculated and carried out and it memorizes in the memory. That is, it is  $\Delta I_G$  which was carried out in this way and calculated to the past n times \*\*\*\*\* and  $\Delta I_G^*(1)$

$\Delta I_G^*(2) : : \Delta I_G^*(n)$

It memorizes in a memory. And ignition-timing-correction-quantity  $\Delta I_G(m)$  required to suppress the vibration in a certain time is  $\Delta I_G(m) = K_G \times (\Delta N_O - \Delta^{**})$ ..... (2)

It carries out and is considered as the index number for obtaining  $\Delta I_G$  which asked for m by the past control cycle.

In this example, although the above is the fundamental technique of a torque control, in order to improve control further accuracy, the following concepts which become "control delay time" are introduced, and it is made to perform the torque control (it returned) which advanced only the part of this "control delay time" topologically. Namely, the above-mentioned m,

$$m = \frac{\text{振動周期}}{4} - \text{制御遅れ時間}$$

It carries out. here, it calculated with the engine speed fluctuation of the control delay time = fruit (detected) -- it is phase contrast with  $\Delta^{**}$ . This "control delay time" occurs impossibly because of an engine speed value operation etc. being performed to every TDC (TOP DEAD CENTER) etc. so that it may mention later. although  $T_{90 \text{ degree}}$  equal to  $1/4$  oscillation period will become constant value if a gear is decided if it puts in another way -- the above "control delay time" -- the detection delay of an engine speed value -- and delay after lighting until an engine torque changes is included. That is, since that detected  $\Delta$ (it calculated) N is behind the engine speed value change resulting from the car body vibration G which has broken out actually even if it detects engine speed value change  $\Delta N$ , this calculated  $\Delta N$  corresponds to actual

engine-speed-fluctuation  $\Delta N$  which only "control delay time" followed. Since it comes out, it is necessary to carry out, and it is necessary to deduct "control delay time" from "an oscillation period/4", and only "control delay time" needs to advance the phase of the torque control from "an oscillation period/4."

Now, this "control delay time" is found concretely. For a torque control,  $\Delta N$  needs calculation of engine speed value  $N$ , calculation of  $\Delta N$ , and to be calculated. If engine speed value  $N$  is calculated for every TDC cycle, the "control delay time" by calculation of engine speed value  $N$  will be 0.5TDC. Since it is the same, the "control delay time" by calculation of engine-speed-fluctuation  $\Delta N$  serves as 0.5TDC. When the equalization for engine-speed-fluctuation average value  $\Delta N$  considers it, for example as the moving average of 2 rotations (namely, 4TDC), the "control delay time" by this average value operation is 1.5TDC. Generally, when taking  $n$  rotation average in the case of a 4-cylinder, "control delay time" is  $\{0.5+(n-1)\}$  TDC. "Delay" of a to [ from ignition / actual torque generating ] is 0.5TDC. It depends for this "delay" on explosive combustion speed.

If the above time delay is summarized, the total "control delay time until it results in operation \*\* ignition \*\* torque generating" will serve as 3.0TDC. Since \*\*\*\*\* has engine ignition in a 4-cylinder engine once by two rotations supposing it moves ignition timing for the above-mentioned torque control, "control delay time"  $T_{CR}$  per one revolution of an engine is,

$$T_{CR} = \frac{3 \cdot 0}{2} = 1.5 \text{ TDC}$$

$$= 1.5 \times \frac{60000}{\text{エンジン回転数 } N} \text{ ms}$$

. . . . . ( 3 )

It comes out.

$\Delta I_G^*$  asked for and memorized in the past in this example Time delay  $T_R T_R = T_{90\text{-degree}} - T_{CR}$  out of \*\* (ms) ..... (4)

The thing of the \*\*\*\* past is used taking out. By the way, if this time interval is set to 5 ms for memory of the above-mentioned controlled variable like the below-mentioned example from \*\*\*\* intermediary \*\*\*\* for every certain time interval in the general engine control which uses a digital computer, it will be the above-mentioned index  $m$ ,

$$m = \frac{T_{90} - T_{CR}}{5} \quad \text{回} \quad \text{. . . . . ( 5 )}$$

It becomes.

$\Delta I_G^*$  memorized before \*\*\*\*\* -- it is made like.

Drawing 9 indicates the above-mentioned phase contrast  $T_{90\text{-degree}} / 5$  grades as a table to be the resonance frequency of the vibration in each gear position (GP).

Now, since an ignition cycle becomes so long that an engine speed value is low, this "control delay time" becomes long. in [ the above-mentioned time delay  $T_R$  is  $T_R = T_{90\text{-degree}} - T_{CR}$  and ] a certain gear position GP in consideration of (3) types --  $T_R$  -- negative -- namely

$$T_{90} < 1.5 \times \frac{60000}{N} \quad \text{. . . . . ( 6 )}$$

\*\* -- the becoming engine speed value field -- the account of the upper -- it becomes uncontrollable [ this example ]. It is because it means performing the present torque control based on the controlled variable ( $\Delta N$ ) of the future that time delay  $T_R$  serves as

negative. That is, in the engine speed value field used as  $T_R < 0$ , also in a \*\*\*\* intermediary, a torque variation does not actually happen or the phenomenon of car body vibration increasing on the contrary generates a torque control. Therefore, in this case only by control of the 4th example of the above. If intermediary \*\*\*\* with  $T_R$  near  $T_{90 \text{ degree}}$  of minus, i.e., "control delay time  $T_{CR}$ ", approaches  $T_{180 \text{ degree}}$ , when vibration is a positive direction, hunting phenomena, such as performing a torque control, will be presented to a torque increase direction. a  $T_{CR} = 2 T_{90 \text{ degree}}$

$= T_{180 \text{ degree}} = \text{oscillation period} / 2 \dots\dots (7) \text{ [ then, ]}$

as [ be / it / come out and ] -- namely

$$1 \quad . \quad 5 \quad \times \quad \frac{6 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0}{N_{MIN1}} = \frac{\text{振動周期}}{2}$$

.. .. . ( 8 )

It will come out and engine speed value  $N_{MIN1}$  which exists will be called "the controllable minimum engine speed value (foundations)." This  $N_{MIN1}$  changes with a gear position, as shown in Drawing 9.

delay value  $T_R$  is set to "0" -- namely

×

ID=000007

It will come out and engine speed value  $N_{MIN2}$  which exists will be called the "proper controllable minimum engine speed value." Up to the field to this  $N_{MIN2}$ , it is because the control of the above-mentioned example operates properly. As  $N_{MIN2}$  is also shown in Drawing 9, it changes with a gear position.

In this way, only by control of this example, when the present engine speed value  $N$  is below proper controllable minimum engine speed value  $N_{MIN2}$ , the necessity of taking a certain measure comes out. It is because especially this proper controllable minimum engine speed value  $N_{MIN2}$  is a rotational area often used. In the field (field more than  $N_{MIN2}$ ) of [I] shown in Drawing 10 when putting in another way, vibration suppression control is attained appropriately.

Two modifications for a low rotation operating range are hereafter shown for \*\*\*\*\* of a modification.

(5) From a formula, in order for  $T_R$  to be positive, an intermediary with large  $T_{CR}$  also makes  $T_{CR}$  small, or should just enlarge  $T_{90 \text{ degree}}$  conversely in the rotational area where  $T_{CR}$  becomes large.

The former control is the 1st modification and the latter is the 2nd modification. In the 2nd modification, as long as a gear position is immobilization, since  $T_{90 \text{ degree}}$  is immobilization, it uses

$T_{450 \text{ degree}} = T_{360 \text{ degrees}} + T_{90 \text{ degree}}$  further delayed a round term from  $T_{90 \text{ degree}}$  instead of  $T_{90 \text{ degree}}$ .

<the details of example control> -- the [ basic example ] -- the [ A / 8 / figure - ] --D [ 8 ]

figure -- therefore, detailed explanation of control of this example is performed. here -- the --A [ 8 ] figure is a main routine of the ESA section which interrupts every 5 ms by PTM47 and is started. the --B [ 8 ] figure expresses the details of the ignition-timing-correction-quantity  $\Delta I_G$  calculation (Step S220) in a main routine. the --C [ 8 ] figure is a routine for the

calculation of an engine speed value and engine speed value change  $\Delta N$  started by interruption of crank angle signal  $C_A$  (= before TDC 45 degrees). the --D [ 8 ] figure is an OCI (= OUTPUT COMPARE INTERRUPT) routine started by PTM36 for controlling the ignition pulse to the igniter 18.

First, it explains from the crank angle signal interruption routine of the 8th the C figure. If a crank rotates at 45 degrees in front of TDC, it will progress to Step S260 and current time  $t_1$  will be read from FRC41. the interruption time  $t_0$  to TDC cycle  $t_{TDC}$  (time which crank anti-rotation takes) calculated in Step S262 at the time of the last interruption --  $t_{TDC} = t_1 - t_0$  -- therefore, it calculates. At Step S264, the value of  $t_1$  is saved to  $t_0$  for next interruption, and it is Step S266,

$$\text{and is engine speed value } N. \quad N = \frac{30}{t_{TDC}}$$

It calculates. In Step S268, it asks for engine speed value change  $\Delta N^*$  [ of this time /  $t_0$  / which was sometimes calculated as for 45 last BTDC(s) / engine speed value N ] (0) from  $\Delta N^*(0) = N - N_0$ . Here, it

is behind 0.5 TDC.  $\Delta N^*(1)$  which was carrying out operation memory between past 3TDC time in Step S270 -  $\Delta N^*(3)$  to 4 times moving average  $\Delta N$ ,

$$\Delta \bar{N} = \frac{\Delta N^*(0) + \Delta N^*(1) + \Delta N^*(2) + \Delta N^*(3)}{4}$$

It is alike, therefore asks. In this calculation, control delay time generates only 1.5 TDC. In Step S272,  $\Delta N^*(1) - \Delta N^*(3)$  are updated for the operation of next  $\Delta N^*_{4}$ .

the --A [ 8 ] figure -- therefore, the main routine started every 5 ms is explained. This main routine calculates ignition-timing-correction-quantity  $\Delta I_G$  for usually performing the vibration suppression at the time of ignition-timing  $I_{GN}$  and acceleration, and calculates final point fire stage  $I_G I_G = I_{GN} + \Delta I_G$ . The operation output of this  $I_G$  is carried out as pulse width to PTM36. now, the step S200 -- the usual conditions -- therefore, ignition-timing  $I_{GN}$  is usually calculated. This usual condition is the gasoline octane number, the amount of knocking generations, etc., for example. In Step S202, throttle opening TVO, engine-water-temperature  $T_w$ , the gear position GP, etc. are read. The above-mentioned  $N_{MIN1}$  is read at Step S204. It is judged whether it is a field which compares engine speed value N with this  $N_{MIN1}$ , and hunching generates at Step S206. In a hunching field, it progresses to Step S234 and a torque control is stopped. In Step S208, if engine-water-temperature  $T_w$  is below predetermined value  $T_{wa}$ , similarly it will progress to Step S234, and  $\Delta I_G$  will be set as "0." This is because a torque control may be fired by negligence in the state where water temperature is low if \*\*\*\* intermediary ignition timing is delayed, even when car body vibration has occurred and it is necessary to amend ignition-timing  $I_G$ .

Step S210 - Step S214 are the procedures of detecting whether acceleration having been started. Here,  $TVO_0$  is the throttle opening for which last time (5-ms interruption) was asked.

The start of acceleration is judged by whether throttle opening change  $\Delta TVO$  for 5 ms is more than predetermined value  $\Delta TVO_a$ . If it is not an acceleration start, since it is  $\Delta TVO \leq \Delta TVO_a$ , it will be checked at Step S226 whether it is during control of acceleration vibration by investigating the set state of flag  $F_{AC}$ . Are SETSUTO [ Step S216 ] this  $F_{AC}$  flag, and throttle opening change  $\Delta TVO$  is accelerating time (Drawing 3 (d)) when \*\*\*\*\* is also fixed by smallness after acceleration start detection.

It is in order to keep in mind that it is during acceleration vibration control since it is necessary to perform acceleration vibration control in the meantime.

If SETSUTO [ this flag ], it progresses to Step S234 and  $\Delta I_G$  is set as "0."

SETSUTO [ it progresses to Step S216, the above-mentioned  $F_{AC}$  flag, and / Step S218 / gain counter  $G_c$  / initial value  $G_{co}$  ] if an acceleration start is detected at Step S214. This initial

value  $G_{co}$  is the time when flag  $F_{AC}$  shown in said Drawing 3 (d) should be set, i.e., the time which should perform acceleration vibration suppression control. This time performs an ignition-timing-correction operation at Step S220.

the --B [ 8 ] figure explains an ignition-timing-correction-quantity calculation routine. the purpose of this subroutine -- said formula -- therefore, ignition-timing-correction-quantity  $\Delta I_G$  is calculated, and it is in performing the limit control of this correction amount. First, a control gain is calculated by  $K_G = K_O \times K_C$  at Step S240. Since  $G_C$  shows the gradual decrease characteristic, control gain  $K_G$  also shows the gradual decrease characteristic. \*\*\*\*\* of control gain  $K_G$  is also good by the constant of  $K_O$ .

At Step S242, it is  $\Delta I_G^* = K_G \times (\Delta N^*(0) - \Delta^{**})$

It is alike, therefore the ignition timing correction quantity for the future is calculated. Next, at Step S244, it asks for the index m which only control delay time followed from 1/4 of an oscillation period.

$$m = \frac{1}{5} \left\{ T_{90} - \frac{60000 \cdot 1.5}{N} \right\} \quad \square$$

At Step S246, ignition-timing-correction-quantity  $\Delta I_G$  of this index m is searched and calculated into a memory for a vibration suppression at present. The  $\Delta I_G$  map in a memory is updated in Step S248. Step S254 - Step S256 are the limit controls of ignition timing.

Car body vibration can be controlled the optimal by using positively for the torque control for a vibration suppression the control delay time which occurs unescapable by calculation of engine speed value N, engine-speed-fluctuation  $\Delta N$ , and average value  $\Delta^{**}$  etc. in this way. In particular, in the low rotation region beyond this, positive vibration isolation becomes possible by setting up  $N_{MIN1}$  to which hunching happens and stopping a torque control in the field not more than this.

1.5TDC of the above-mentioned control delay time in the case of a 4-cylinder engine is the results of a 4 times moving average (Step S270), therefore whenever it fluctuates the number of times of \*\*\*\*\* and a moving average by a six cylinder engine, it must be recalculated. However, the whole of this control delay time is a computable quantity beforehand.

In order to make  $T_{CR}$  small by the details aforementioned formula of the 1st modification so that  $T_R$  may not become negative, What is necessary will be just to change the number of times of a moving average with the value of an engine speed value, since it generates by the equalization operation at the time of  $T_{CR}$  mainly asking for average engine speed value \*\*. Thereby, control delay time can be adjusted and the phase lag of engine-torque change can be limited to minimum. taking 2 engine rotation averages as well as control of said example for calculation of \*\* in the field below  $N_{MIN2}$  line in Drawing 10, speaking concretely, -- other than this -- coming out -- said example control is changed so that 1 rotation average may be taken. Since one revolution of an engine is equivalent to 2TDC cycle, in 2 rotation averages, sample four N, and said example is the same with Step S270,

$$\Delta \bar{N}_4 = \frac{\Delta N^*(0) + \Delta N^*(1) + \Delta N^*(2) + \Delta N^*(3)}{4}$$

By 1 rotation average, it is to usage and the appearance,

$$\Delta \bar{N}_2 = \frac{\Delta N^*(0) + \Delta N^*(1)}{2}$$

It carries out. Although "control delay time" serves as 1.5TDC as well as control of said example in 2 rotation averages, in 1 rotation average, it is set to 0.5TDC and the control delay time in the direction of latter becomes short 1 TDC. Thus, the vibration suppression in a low rotation region

which it is in the field of [II] of Drawing 10 especially becomes effective by what only 1 TDC shortens  $T_{CR}$  for in a low revolution area.

Since  $T_{CR}$  in a low rotation region serves as 0.5TDC, it is the same with the case of said

example, 
$$T_{180} = 0.5 \times \frac{60000}{N_{MIN3}}$$

It comes out and engine speed value  $N_{MIN3}$  which exists shows minimum rotating speed with this 1st controllable modification. Since  $N_{MIN3}$  is coming below  $N_{MIN1}$  according to this modification as shown in [III] of Drawing 10, it turns out that the controllable region is improved substantially. the -- the [A / 11 / figure -] -- C [ 11 ] figure explains control of the 1st modification in detail. the -- it explains from C [ 11 ] figure. It omits about Step S340 - Step S348. At Step S350,  $N_{MIN2}$  according to a gear position is read and Step S352 compares the size of the present operating range N and  $N_{MIN2}$ . In the field of  $N \geq N_{MIN2}$ , 2 rotation average  $\Delta^{**}_4$  is calculated at Step S358.

One rotation average  $\Delta^{**}_2$  is calculated in the field of  $N < N_{MIN2}$ .

the -- the main routine of A [ 11 ] figure -- the [ of said example ] --  $N_{MIN1}$  in Step S204 of A [ 8 ] figure and Step S206 is only \*\*\*\*\* in Step S284 and S286 at  $N_{MIN3}$ . It is because the controllable minimum engine speed was changed into the low eye by this modification. the -- B [ 11 ] figure -- the -- in Step S244 and Step S324, it only differs from B [ 8 ] figure. namely

$$m = \frac{1}{5} \left\{ T_{90} - \frac{60000 \cdot C}{N} \right\} \quad \text{[ 11 ]}$$

Since it becomes, and an engine speed value takes the moving average of four data in the field more than  $N_{MIN2}$  as mentioned above, it is  $C = 1.5$ , and in the low rotation region below  $N_{MIN2}$ , since the moving average of two data is taken, it is  $C = 0.5$ . Step S 326 or less control is the same as said example.

Since the sample number of the moving average for  $\Delta^{**}$  is reduced in the effect of the 1st modification, or the field of \*\*\*\*\* and  $N_{MIN3} \leq N \leq N_{MIN2}$  and control delay time is lessened,  $T_R$  does not become negative greatly and a vibration suppression can be performed certainly. In the field below  $N_{MIN3}$ , since torque change control is suspended as well as said example, hunching does not occur.

Considering only a phase, little number of times of a moving average will be good so that there is, but in order to remove the manufacture error of the crank angle sensor of the type attached to a crank cam shaft, it is necessary to take the moving average of engine 2 rotation. Therefore, if possible, the method of \*\*\*\*\* is good in the moving average of engine 2 rotation.

The 2nd modification of \*\*\*\*\* of the 2nd modification is a operating range below  $N_{MIN2}$  line of Drawing 10, and is said example.

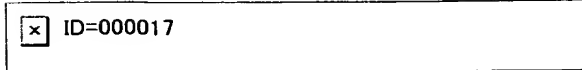
$$m = \frac{1}{5} \left\{ T_{90} - \frac{60000 \cdot 1.5}{N} \right\} \quad \text{[ 11 ]}$$

$T_{450 \text{ degree}}$  is used instead of  $T_{90 \text{ degree}}$  in a formula. If it does so, since the cycle of car body vibration does not change, it will be a field of [II] of Drawing 10 and the torque control of it will become possible properly beyond control of said example.

This 2nd modification changes the control flow chart of said example, as shown in Drawing 12. That is, only when calculating m at Step S244 of the 8th the B figure, investigating whether m becomes negative at Step S400 of Drawing 12 and becoming negative, it is Step S402,

ⓧ ID=000016

It calculates and returns to Step S246 of the 8th the B figure.  
 effect \*\*\*\* of the 2nd modification -- if it carries out, since  $m$  does not become negative, the positive torque control of it will become possible, and its degree of comfort in a low rotation region will improve. However, since  $T_{450 \text{ degree}}$  is used instead of  $T_{90 \text{ degree}}$ , control of the mountain of the beginning of vibration becomes difficult. It is also possible to shift a semicircle term and to make the numerals of  $\Delta I_G$  reverse instead of shifting a round term. namely



And  $\Delta I_G = -\Delta I_G$  \*It is referred to as (m).

<Other deployment> In addition, although said example cancels control delay time peculiar to a digital computer, since a "detection delay" exists also in an analog computer, it is applicable also to an analog computer.

Although ignition timing was amended as a means to change an engine torque, in the above three examples, in order to attain the above-mentioned effect, the load of the auxiliary machine class of an air-fuel ratio, an AC dynamo, etc., the amount of ECRs, a throttle opening, etc. may be amended.

There are car body acceleration, wheel speed change, torsion of a driving shaft, engine displacement, etc. other than engine speed value change as a means to detect car body vibration.

It may carry out as an acceleration requirement detection means by the intake pipe negative pressure  $B$  else [, such as throttle opening change  $\Delta TVO$  and accelerator opening  $\alpha$ , ]. However, the negative pressure  $B$  needs amendment by an engine speed value, in order that the depression at engine manifold  $B$  may change a lot also few accelerator openings, when an engine speed value is low in this case.

#### (EFFECT OF THE INVENTION)

According to the control device of the engine of this invention, as explained above, a torque control is seasoned, and by the former, control delay time, such as detection delay time which occurs, for example with a control device, or ignition lag time, is actually impossible, and becomes possible about positive control of \*\*\*\*\* engine vibration.

Car-body-vibration control in a low rotation region is ensured by shortening averaging time when calculating engine speed fluctuation especially in a low rotation region, or using for a torque control the control data which was [ term ] late further 1 round in a low rotation region.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

**DESCRIPTION OF DRAWINGS**

---

[Brief Description of the Drawings]

Drawing 1 is a figure explaining the composition of this invention,

Drawing 2 is a figure showing the situation of engine speed value N from an acceleration start,

Drawing 3 is a figure explaining the phase relation of the car body vibration of an example, and the torque control for controlling it,

Drawing 4 is the whole engine system block diagram of an example,

Drawing 5 is a figure showing the internal configuration of the engine control unit (ECU) of an example,

Drawing 6 is a functional block diagram of the engine control performed in ECU of an example,

Drawing 7 is a figure explaining signs that a control delay occurs in an example,

the -- the [ A / 8 / figure - ] -- the control flow chart which D [ 8 ] figure requires for this example,

Drawing 9 is a figure in which the data used in examples and those two modifications was gathered as a table,

Drawing 10 is a figure in which the active region was summarized for examples and those two modifications,

the -- the [ A / 11 / figure - ] -- the flow chart which shows the control procedure which C [ 11 ] figure requires for the 1st modification,

Drawing 12 is the flow chart which extracted only the change-of-control portion of the 2nd modification.

Inside of a figure,

1 [ -- Inlet pipe, ] -- An intake air flow sensor, 2 -- A throttle valve, 3 -- A surge tank, 4 5 [ -- Spark plug, ] -- An injector, 6 -- An engine, 8 -- A water temperature sensor, 9 10 -- An ignition coil, 11 -- A distributor, 12 -- Crank angle sensor, 13 [ -- Boost pressure sensor, ] -- A cylinder sensor, 14 -- An exhaust pipe, 18 -- An igniter, 19 20 -- ECU, 22 -- A throttle opening sensor, 23 -- Accelerator opening sensors, 24 [ -- CPU, 36-40 / -- A program timer, 41 / -- FRC, 42 / -- RAM, 43 / -- ROM, 45 / -- It is an output interface. ] -- A gear position sensor, 30 -- A waveform shaper, 46 -- An A/D converter, 34

[Translation done.]